

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ DIFERENCIÁLŮ

DEVICE FOR TESTING OF DIFFERENTIALS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Daniel Odložilík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Daniel Odložilík**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zařízení pro testování diferenciálů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vliv svornosti diferenciálu na jízdní chování automobilu lze poměrně dobře hodnotit pomocí výpočtového modelu vozidla, avšak aby byly výsledky simulací validní je potřeba do výpočtu vložit správné vstupní hodnoty všech parametrů diferenciálu. Ustálené charakteristiky diferenciálu je možné relativně snadno určit analyticky, ale přechodové chování se stanovuje obtížněji. Speciální zařízení pro měření ustáleného i přechodového chování samosvorného diferenciálu by umožnilo získat nejen přesné charakteristiky pro simulace, ale posloužilo by například i k testování vlivu různých olejů na charakteristiky diferenciálu.

Cíle diplomové práce:

Uvést základní přehled konstrukce samosvorných diferenciálů.
Vypracovat rešerši zařízení pro testování diferenciálů.
Vypracovat kompletní konstrukční návrh měřicího zařízení.
Provést pevnostní kontrolu základních konstrukčních prvků zařízení.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zařízení pro testování diferenciálů. Cílem práce je tedy návrh speciálního zařízení, které bude schopné měřit ustálené i přechodové charakteristiky diferenciálů. Diplomová práce je rozdělena do pěti kapitol. V první kapitole jsou poukázány nevýhody plně otevřených a uzavřených diferenciálů, druhá se poté zabývá základním přehledem konstrukcí a provedení samosvorných diferenciálů. Třetí kapitola se věnuje rešerši existujících zařízení, která testují a měří charakteristiky diferenciálů. Čtvrtá kapitola poté pojednává o možných pohonech testované jednotky. Pátá kapitola se zaměřuje na vlastní konstrukční návrh testovacího zařízení. Navazující šestá kapitola poté řeší pevnostní výpočty vybraných konstrukčních prvků tohoto zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

samosvorné diferenciály, nápravové diferenciály, testování diferenciálů, zařízení pro testování diferenciálů, ustálené charakteristiky diferenciálů, přechodové charakteristiky diferenciálů, vliv oleje na charakteristiky diferenciálu, elektromagnetická vířivá brzda, nábojová jednotka

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design of equipment for testing differentials. The aim of the thesis is therefore the design of a special device that will be able to measure the steady and transient characteristics of differentials. Master's thesis is divided into four chapters. The first chapter points out the disadvantages of fully open and closed differentials, the second deals with a basic overview of the structures and design of self-locking differentials. The third chapter deals with research of existing devices that test and measure the characteristics of differentials. The fourth chapter then discusses the possible drives of the tested unit. The fifth chapter focuses on the actual construction design of the test equipment. The subsequent sixth chapter then solves the strength calculations of the chosen structural elements of this device.

KEYWORDS

self-locking differentials, locking differentials, axle differentials, testing of differentials, device for testing differentials, steady-state differential characteristics, transient differential characteristics, the effect of oil on differential characteristics, eddy current brake, hub dyno

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ODLOŽILÍK, D. *Zařízení pro testování diferenciálů*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 72 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Bc. Daniel Odložilík

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval vedoucímu mé diplomové práce za poskytnutí cenných rad a připomínek, jeho trpělivost a ochotu komunikovat na dálku. Děkuji také své rodině, která mne za celou dobu mého studia aktivně podporovala.

OBSAH

Úvod	11
1 Úvod do problematiky diferenciálů	12
1.1 Rozvodovky, stálé převody	12
1.1.1 Rozvodovka	12
1.1.2 Stálý převod	13
1.2 Otevřený diferenciál	14
1.2.1 Konstrukce a princip činnosti kuželového diferenciálu	14
1.2.2 Konstrukce a princip činnosti čelního diferenciálu	15
1.3 Uzavřený diferenciál	15
2 Samosvorné diferenciály	17
2.1 Momentové poměry	17
2.2 Samosvorný diferenciál vačkového typu	18
2.3 Samosvorný diferenciál Aussie Locker	19
2.4 Samosvorný diferenciál Torsen	20
2.4.1 Torsen typ A	20
2.4.2 Torsen typ B	21
2.4.3 Torsen typ C	22
2.5 Samosvorné diferenciály s třecí lamelovou spojkou (LSD)	23
2.5.1 Samosvorný diferenciál Lok-O-Matic	23
2.5.2 Samosvorný diferenciál Borg-Warner (Spin Resistant)	24
2.5.3 Samosvorný diferenciál ZF-DZ	25
2.5.4 Aktivní samosvorné diferenciály	25
2.5.5 Aktivní samosvorné diferenciály Torque Vectoring	28
2.5.6 Systém GKN Twinster	30
2.5.7 Systém SH-AWD (Honda)	30
2.5.8 Systém AYC (Mitsubishi Motors)	31
3 Způsoby měření charakteristik diferenciálů	33
3.1 Zkušební zařízení s uzavřeným silovým okruhem	33
3.2 Zkušební zařízení s otevřeným silovým okruhem	34
3.2.1 Třecí výkonová brzda	35
3.2.2 Vodní výkonová brzda	36
3.2.3 Elektromotorová výkonová brzda	36
3.2.4 Elektromagnetická vířivá brzda	37
4 Pohony zkušebních stavů	39
4.1 Pohon elektromotorem	39
4.2 Pohon spalovacím motorem	40
5 Návrh zkušebního zařízení	42
5.1 Vstupní parametry	42
5.1.1 Převodové poměry hnacího ústrojí	42
5.1.2 Maximální výstupní otáčky a točivý moment	43
5.2 První návrh testovacího zařízení	43
5.3 Finální návrh testovacího zařízení	45

5.3.1	Rám nábojové jednotky	45
5.3.2	Elektromagnetické brzdy	46
5.3.3	Snímače točivého momentu a otáček	49
5.3.4	Pružná spojka SIT TRASCO® GRF CF	50
5.3.5	měření ztrátového výkonu v hnacím ústrojí	51
5.4	Chlazení diferenciálu	51
6	Pevnostní analýzy vybraných komponent.....	52
6.1	Spojení hřídele retardéru a spojovací redukce (spoj č. 1).....	52
6.2	Spojení části pružné spojky se vstupní hřídelí (spoj č. 2).....	54
6.3	Spojení vstupní hřídele s nábojem pro kolo (spoj č. 3)	55
6.4	Pevnostní kontrola svarů úchytu tenzometru.....	57
6.5	Analýza řemenového spojení.....	58
6.6	MKP Analýza držáku tenzometrického snímače.....	59
	Závěr.....	62
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	68
	Seznam příloh	72

ÚVOD

„Když vidíte strom, do kterého máte vrazit, tak je to nedotáčivost. Když to všechno jen slyšíte a cítíte, tak je to přetáčivost.“

Walter Röhrl

Walter Röhrl je dle mého názoru jeden z nejúspěšnějších jezdců rallye, a to právě z toho důvodu, že jako jediný tovární jezdec dokázal na mistrovství světa v rallye (skupina B) porazit mocné Audi Quattro s pohonem všech čtyř kol s vozem Lancia 037, rallye speciálem s pohonem pouze zadní nápravy. Jeho vítězství v roce 1983 však můžeme považovat za start velkého vývoje ústrojí rozvádějící výkon motoru na hnací kola. Vše bylo navíc umocněno po zrušení rallye skupiny B v roce 1987, kdy nadále startovaly vozy omezené výkonem motoru. Důležitost tedy byla kladena především na podvozky a hnací ústrojí, výzkum a vývoj mezinápravových a samosvorných diferenciálů tedy byl, a stále je, bezesporu v kurzu. Dominance samosvorných diferenciálů je sice v závodním odvětví a motorsportu, je však možné nalézt různé typy i v sériových, často však sportovně založených vozech.

Pro porozumění široké a obšírné problematiky samosvorných diferenciálů a jejich testování je však nutné nejprve přiblížit představu o základních typech diferenciálů, se kterými se ve větší či menší míře setkáváme v běžné aplikaci. Jedná se především o otevřené diferenciály, v lepším případě doplněné o uzávěrku, která diferenciál plně vyřadí z činnosti. V mnoha případech je však potřeba z různých důvodů navodit plynulý přechod mezi těmito stavy, ke slovu se tedy dostávají diferenciály samosvorné. Jsou to diferenciály, které nemají omezenou svornost, přesněji řečeno je jejich svornost omezena v širším rozsahu.

Protože hraje svornost diferenciálu velkou roli v ovladatelnosti, bezpečnosti a v neposlední řadě spokojenosti řidiče z jízdy, má hlubší smysl se jí dále zabývat. Mimo popis základních typů samosvorných diferenciálů bude také důležitým bodem této práce návrh vlastního měřicího zařízení, které bude svornost diferenciálu v závislosti na různých podmínkách měřit a vyhodnocovat. Různými podmínkami lze v praxi rozumět např. odlišné adhezní podmínky pro poháněná kola, proměnná zátěž na kola, příp. teplota oleje a opotřebení komponent diferenciálu.

Bohužel není v silách inženýrů přesně naladit konkrétní diferenciál na konkrétní vůz. Je to dáno především různorodým zatížením vozu, různými provozními a adhezními podmínkami, odlišnými typy pneumatik a jejich huštění aj. Vyhodnocení přechodových charakteristik v rámci jednoho typu diferenciálu však může přinést přesnější vstupní hodnoty pro další simulace, nehledě na zjištění minimálních a maximálních hodnot svorností, nebo také vliv teplot a druhů použitých olejů, příp. opotřebení třecích a ozubených komponent. Pro stvrzení funkčnosti zařízení budou také provedeny pevnostní výpočty hlavních komponent.

1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY DIFERENCIÁLŮ

Ještě před samotným popisem samosvorných diferenciálu je nutné nejprve vysvětlit některé základní pojmy, součásti a celky, které jsou s diferenciály velmi úzce spjaty. Jako diferenciál se obvykle nesprávně označuje celá rozvodová skříň, ten je však pouze její dílčí součástí. Rozvodová skříň, resp. rozvodovka, se tedy skládá ze stálého převodu hnací nápravy a diferenciálu [1]. V následujících podkapitolách jsou základně popsány funkce a účely skříňové rozvodovky, především také její dílčí součásti a principy.

1.1 ROZVODOVKY, STÁLÉ PŘEVODY

1.1.1 ROZVODOVKA

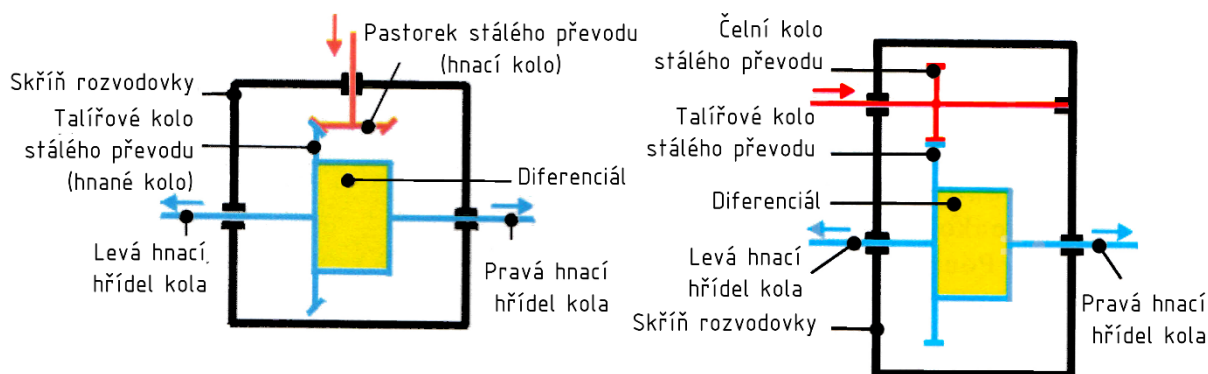
Účely rozvodovky lze rozdělit na tři základní části. Prvním účelem je přenést hnací moment od převodovky směrem k hnacím kolům tak, aby bylo dosaženo většího hnacího momentu na kolech [2]. Díky tomu může mít převodovka, příp. hnací tyč nižší hmotnost a rozměry, což má pozitivní dopad na snížení momentů setrvačnosti, mechanických ztrát, prostorových nároků a v poslední řadě také na výrobní cenu.

Druhým účelem je snížení otáček z výstupu převodovky tak, aby se dosáhlo potřebných otáček pro dosažení požadované rychlosti [2]. Stálý převod jednostupňových rozvodovek bývá $i_r \sim 3$ až 4 pro osobní vozy, pro nákladní pak $i_r > 6$. Pro dosažení vyšších převodových stupňů ($i_r \sim 7$) je však z vahových a rozměrových důvodů výhodnější použití dvoustupňových rozvodovek. První provedení s dvojnásobným sloučeným převodem se vyznačuje tím, že se před primární kuželové soukolí přidává další převod, přičemž výstupní převod je součinem těchto dvou převodů. Dosáhneme tedy nižších rozměrů všech soukolí a tím možnosti zvýšení světlé výšky. Existují také provedení s možností řazení dvojitého stupně. Druhé provedení je s dvojnásobným převodem vnějším, které má v náboji kola předlohouvé čelní ozubené kolo, které zabírá s pastorkem umístěným za primárním kuželovým soukolím. Toto provedení se s výhodou používá pro terénní vozy nebo portálové autobusy [1].

Třetím účelem je rozvedení točivého momentu na hnací kola vozidla, popř. mezi nápravami vozidla (mezinápravové rozvodovky). U motorů umístěných podélně vůči ose vozidla musíme měnit směr přenosu hnací síly z převodovky kuželovým stálým převodem, pro příčné umístění motoru se směr nemění a přenos hnací síly se realizuje prostřednictvím čelního ozubeného soukolí. Dle koncepce vozidla a pohonu náprav však mohou mít rozvodovky velmi rozdílné provedení. U tuhých náprav je rozvodovka součástí mostu hnací nápravy, řadí se tedy do neodpružených hmot a používá se spíše v jednodušších aplikacích, často u vozů s pohonem zadní nápravy – nákladní vozy, terénní vozy a starší osobní auta. U nezávislého zavěšení kol je rozvodovka připevněna ke karoserii vozu, je tedy řazena do odpružených hmot a toto provedení je standardem v osobních a závodních vozech. Rozvodovka může být buď oddělena od převodovky v samostatném obalu (klasická koncepce, mezinápravové rozvodovky), nebo častěji umístěna coby sloučená součást převodové skříňe (koncepce „vše vpředu“, „vše vzadu“, De Dion).

1.1.2 STÁLÝ PŘEVOD

Jak již bylo nastíněno, stálý převod hnací nápravy slouží především ke zvýšení točivého momentu na hnacích kolech, snížení otáček hnacích kol, případně také ke změně směru přenosu momentu, a to v závislosti na koncepci vozidla. Stálý převod je složen z pastorku, spojeného s hnací hřídelí (představuje tedy hnací kolo), a ozubeného (talířového) kola, které je připevněno ke kleci diferenciálu (představuje hnané kolo). Obě součásti tedy tvoří soukolí, které je buď čelní, nebo kuželové. Veškeré uspořádání je zobrazeno na Obr. 1.



Obr. 1 Kuželové a čelní ozubení soukolí rozvodové skříně [1]

Stálý převod s čelním soukolím se využívá především u koncepce s napříč uloženým motorem, kde jsou osy převodových soukolí a hnacích kol navzájem rovnoběžné [2]. Lze použít přímé ozubení, které má však mnoho nevýhod (hluk, menší únosnost). Častější je však výskyt šikmého ozubení (nehlučný chod, nižší citlivost na nepřesnost výroby, vyšší únosnost), to má však nevýhodu v podobě vzniku axiálních sil, se kterými je třeba počítat v návrhu uložení soukolí. Pastorek je často ukládán letmo, do dvojice kuželíkových ložisek, které mají velkou schopnost přenášet axiální síly. Přesné uložení pastorku a správné předepnutí ložisek má vliv nejen na životnost samotných ložisek, ale také na přesný záběr zubů, což je podmínka pro bezhlučný chod a nízké opotřebení soukolí [1], [3]. Jsou zde dvojice uspořádání: Standardní jednoduchá jednostranný převod a dvojnásobný jednostranný převod.

Stálý převod s kuželovým soukolím najde využití tam, kde je výstupní osa převodovky kolmá na osu hnacích kol. Opět jsou zde používány dva typy ozubení. Stálý převod s nevyoseným soukolím se vyznačuje různoběžnými osami pastorku a talířového kola (osy leží v jedné rovině). Častější je však použití hypoidního soukolí, u kterého jsou osy mimoběžné a pastorek je tedy vyosen, což přináší (podobně jako u šikmého ozubení) řadu výhod (nižší hluk, větší únosnost, delší životnost, nižší nárok na zástavbu a těžiště). Jako nevýhodu lze označit vznik axiálních sil a náročnost na použití převodového oleje (dochází k většímu skluzu) [2]. Jako typ ozubení se používá Gleason (kružnice), Klingenberg (evolventní) a Spiromatic (prodloužená epicykloida). Uspořádání je zde rozmanité: Jednoduchý jednostranný převod (standardní), jednoduchý dvoustranný převod souosý/nesouosý. Jsou však možné i další kombinace s čelním ozubením, umístěným před/za diferenciálem: Dvojnásobný sloučený převod a dvojnásobný dvoustranný převod vnitřní/vnější [2].

1.2 OTEVŘENÝ DIFERENCIÁL

Diferenciál je další součást rozvodové skříně. Je to převodné ústrojí s dvěma stupni volnosti, které umožňuje rozdělení točivého momentu mezi obě hnací kola a také rozdílné otáčky hnacích kol [1]. Otevřený symetrický diferenciál nám rozděluje přiváděný točivý moment ve stále stejném poměru (1 : 1) na kola nezávisle na otáčkách levého a pravého kola. Pokud by např. došlo k situaci s velkým prokluzem jednoho kola (a tedy s velkým relativním rozdílem otáček obou kol), bude se celkový hnací moment řídit kolem s nižší adhezí (tedy kolem, které má vyšší otáčky) a bude roven dvojnásobku menšího z nich. Diference otáček hnacích kol může také nastat obecněji odvalováním jednoho kola po delší dráze než kolo druhé, konkrétněji pak průjezdem auta zatáčkou, jízdou po nerovné vozovce nebo rozdílným rozměrem, huštěním a zatížením pneumatik [2]. Momentové rozdělení je stvrzeno vzorcem na dalších řádcích.

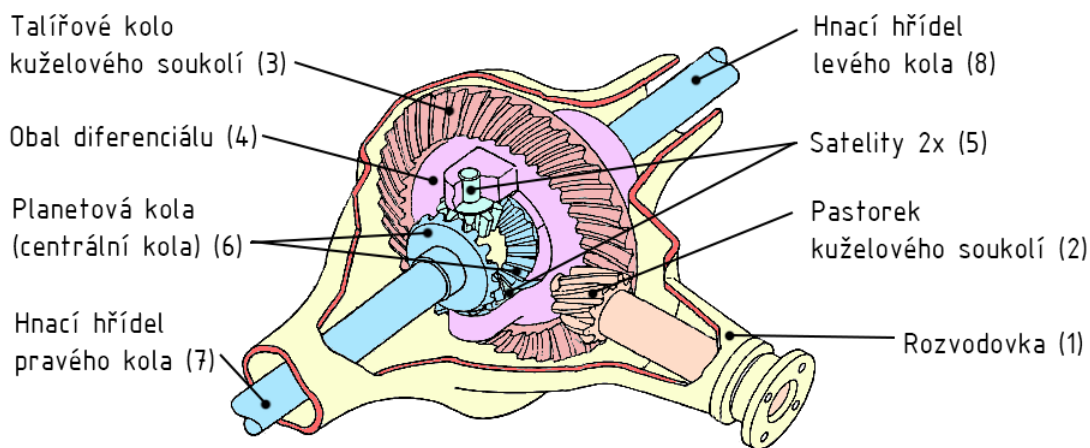
Pro rozdělení momentu symetrického diferenciálu platí následující vztah (převzáný z [1]):

$$M_l = M_p = \frac{M_l + M_p}{2} = \frac{M_t}{2}, \quad (1)$$

kde M_l a M_p je točivý moment levého, resp. pravého kola a M_t představuje celkový točivý moment.

1.2.1 KONSTRUKCE A PRINCIP ČINNOSTI KUŽELOVÉHO DIFERENCIÁLU

Následující popis se vztahuje k Obr. 2 a je inspirován [2]. Jedná se o otevřený kuželový symetrický diferenciál. Hnací moment od převodovky je přiváděn do rozvodovky (1) na hřídel, na které je usazen pastorek kuželového soukolí (2). Ten přenáší točivý moment na talířové kolo kuželového soukolí (3), které je napevno připevněno k obalu diferenciálu (4). V tomto obalu jsou usazeny dva, případně čtyři satelity, které jsou v obalu volně otočné na společném čepu, případně kříži. Současně jsou v záběru s planetovými (centrálními) koly (6), která jsou připevněna na jednotlivé hnací hřídele pravého (7) a levého (8) kola.



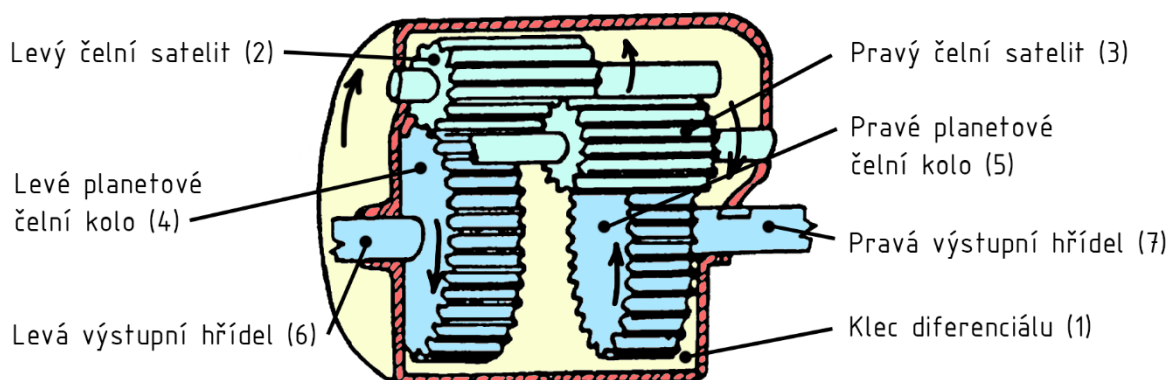
Obr. 2 Otevřený symetrický diferenciál s kuželovým stálým převodem [6]

Při stejných otáčkách obou kol (kola jsou totožného průměru, urazí totožnou dráhu) nedochází k činnosti diferenciálu. Pastorek otáčí přes talířové kolo celým obalem diferenciálu, a ten otáčí satelity. Ty se však neotáčí kolem svých os ale pouze „obíhají“ osu planetových kol, tvoří tedy jakousi nepohyblivou zubovou spojku a planetová kola se tedy točí stejnými otáčkami. Při

rozdílných otáčkách kol se však hnací hřídele otáčí rozdílnými otáčkami, kdy planetové kolo s menšími otáčkami začne roztáčet satelity kolem své osy, které následně urychlují druhé planetové kolo. Satelity tedy konají jak pohyb otáčivý (kolem své osy), tak pohyb oběžný (točí se kolem osy planetových kol spolu s obalem). Platí, že o jaké otáčky se jedno kolo zpomalí, o takové se to druhé zrychlí.

1.2.2 KONSTRUKCE A PRINCIP ČINNOSTI ČELNÍHO DIFERENCIÁLU

Pro úplnost je třeba také v krátkosti zmínit diferenciál čelní. Principem a funkcí je stejný jako diferenciál kuželový, rozdíl je pouze v jiné konstrukci, viz Obr. 3. Točivý moment se přivádí na klec diferenciálu (1), přičemž satelity (2, 3) zde nezabírají do obou planetových kol (4, 5), nýbrž tak, že jejich jedna polovina je v záběru s planetovým kolem a druhá polovina je v záběru s druhým satelitem, který je v záběru s druhým planetovým kolem. Pro vyvážení a únosnost jsou většinou použity dvě dvojice satelitů, navzájem umístěné po 180°. Rozměrově mají oproti kuželovým diferenciálům menší průměr, jsou však delší a používají se často jako mezinápravové diferenciály [2].



Obr. 3 Symetrický čelní diferenciál [7]

1.3 UZAVŘENÝ DIFERENCIÁL

Z popisu funkce otevřeného diferenciálu vyplývá vlastnost stejného poměrového rozdělení točivého momentu mezi pravé a levé kolo. Pokud však jedno kolo ztratí adhezi, je schopno přenést jen velmi malý točivý moment. Ten se přenáší na druhé kolo s vyšší adhezí, což ale vede k deceleraci vozidla, případně až k úplnému zastavení. Pro zvýšení přenositelného točivého momentu je potřeba diferenciál omezit ve své funkci, nejjednodušší je jej však úplně vyřadit z činnosti. To se mimo jiné provádí tzv. uzávěrkou diferenciálu, ovládanou buď mechanicky, pneumaticky (Obr. 4), nebo elektronickým aktuátorem, který je v dnešní době nejrozšířenější. Tento uzávěr zubové spojky (často pomocí přesuvné objímky) napevno spojí klec diferenciálu s jedním z planetových kol, tím diferenciálu odebere jeden stupeň volnosti a obě kola se budou točit stejnými otáčkami, nezávisle na adhezních podmínkách. Řadit jednoduchou zubovou spojku je však vhodné pouze při nulových relativních otáčkách hřídele a klece.

Přenositelný moment je pak dán vztahem (převzato z [1]):

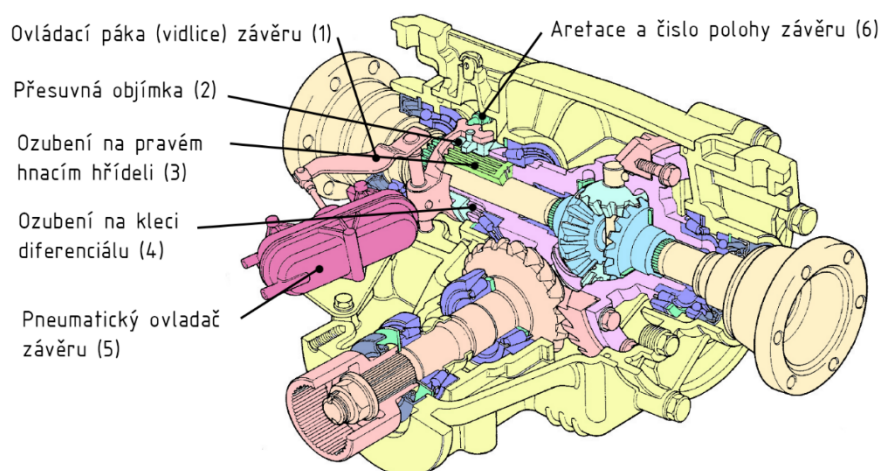
$$M_{tmax} = M_{lmax} + M_{pmax} = (\mu_l \cdot F_l + \mu_p \cdot F_p) \cdot r_d. \quad (2)$$

Víme však, že síla bude působit na obě kola stejná, tudíž $F_l = F_p = F$ a pak:

$$M_{tmax} = (\mu_l + \mu_p) \cdot F \cdot r_d, \quad (3)$$

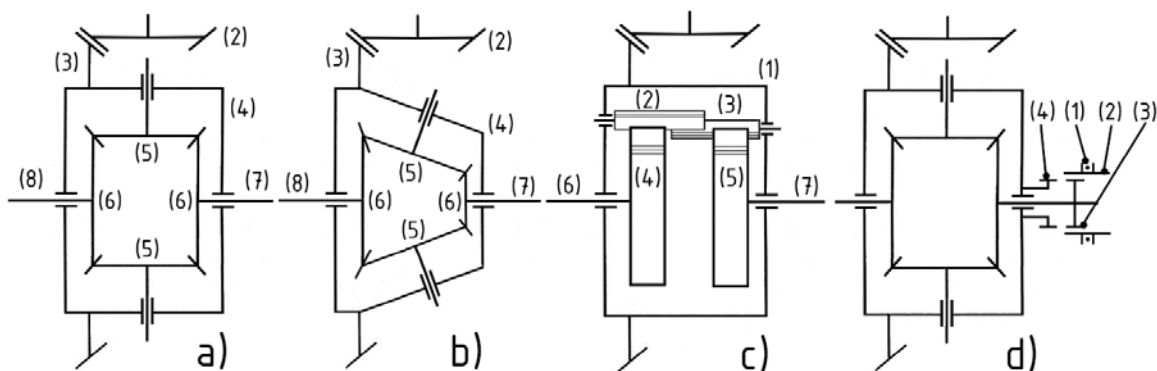
kde M_{lmax} a M_{pmax} představují přenositelný moment levého, resp. pravého kola, M_{tmax} celkový přenositelný moment, μ_l a μ_p adhezi levého, resp. pravého kola, r_d poloměr kola, F_l a F_p síly na jednotlivých kolech a F zobecněnou sílu.

Poslední rovnice (3) nám dokazuje, že i přes např. velmi nízkou adhezi jednoho kola bude přenositelný točivý moment velký, protože se řídí součtem obou adhezí.



Obr. 4 Kuželový otevřený diferenciál s pneumaticky ovládanou uzávěrkou (zubová spojka) [1]

Na závěr kapitoly jsou na Obr. 5 pro ucelení představy celé problematiky zakreslena principiální schémata těchto základních typů diferenciálů.



Obr. 5 Diferenciál a) kuželový symetrický, b) kuželový nesymetrický, c) čelní, d) kuželový symetrický s uzávěrkou

2 SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY

Z předchozí kapitoly jsme seznámeni s dvěma krajními stavy, ve kterých se může diferenciál nacházet, a to v plně otevřeném a uzavřeném stavu. Použití uzávěrky diferenciálu se může jevit jako dostatečně účinné řešení problémů s adhezí, skýtá však hned několik nevýhod. Mezi ně se řadí velké namáhání převodného ústrojí a poloos, opotřebení pneumatik a zhoršení manévrovatelnosti, především v nižších rychlostech vozidla, nehledě na obtížnost řazení zubové spojky [1]. Pro přenesení maximální hnacího točivého momentu v mnoha jízdních stavech je tedy žádoucí velmi rychlá a pružná reakce uzavírání diferenciálu. Tuto problematiku lze vyřešit proměnným zvyšováním a snižováním tření v diferenciálu, resp. omezování diferenciálu ve funkci, kterou řeší diferenciál samosvorný [2]

Samosvorné diferenciály jsou tedy obecně definovány jako diferenciály se zvýšeným vnitřním třením. Tzv. svornost diferenciálu je dosažena právě díky přítomnosti vnitřního tření, které se v případě potřeby mění v určitém rozsahu. Konstrukce může být ryze mechanická (např. vačkový typ, Aussie Locker, Torsen), s třecími členy (např. LSD, Lok-o-Matic, ZF, Borg-Warner), nebo s viskózními členy (např. Viscodrive, Fergusson). V následujících podkapitolách budou stručně popsány jednotlivé vybrané typy diferenciálů, jejich konstrukce a zhodnocení výhod či nevýhod.

2.1 MOMENTOVÉ POMĚRY

Pro základní představu svorného účinku diferenciálu zavádíme následující odvození, inspirované dle [1]. Předpokladem je jízda pravotočivou zatáčkou, tedy $n_l > n_p$ (viz Obr. 6):

$$\begin{aligned} M_t &= (F_l + F_r) \cdot r_{pl} && \text{(hnací moment)} \\ M_l &= F_l \cdot r_{pl} - M_{Tl} \rightarrow M_l + M_{Tl} = F_l \cdot r_{pl} && \text{(moment na levém planetovém kole)} \\ M_p &= F_p \cdot r_{pl} + M_{Tp} \rightarrow M_p - M_{Tp} = F_p \cdot r_{pl} && \text{(moment na pravém planetovém kole)} \\ M_{Ts} &= F_p \cdot r_s - F_l \cdot r_s \rightarrow M_{Ts} = (F_p - F_l) \cdot r_s && \text{(třecí moment na satelitu),} \end{aligned} \quad (4)$$

kde F_l a F_p jsou síly v záběru zubů u jednotlivých planetových kol, r_{pl} jsou jejich poloměry, n_l a n_p jsou otáčky levého, resp. pravého kola a M_{Tl} a M_{Tp} jsou třecími momenty na levém a pravém planetovém kole. Pokud rozšíříme poslední rovnici o člen r_{pl} , po úpravě dostaneme:

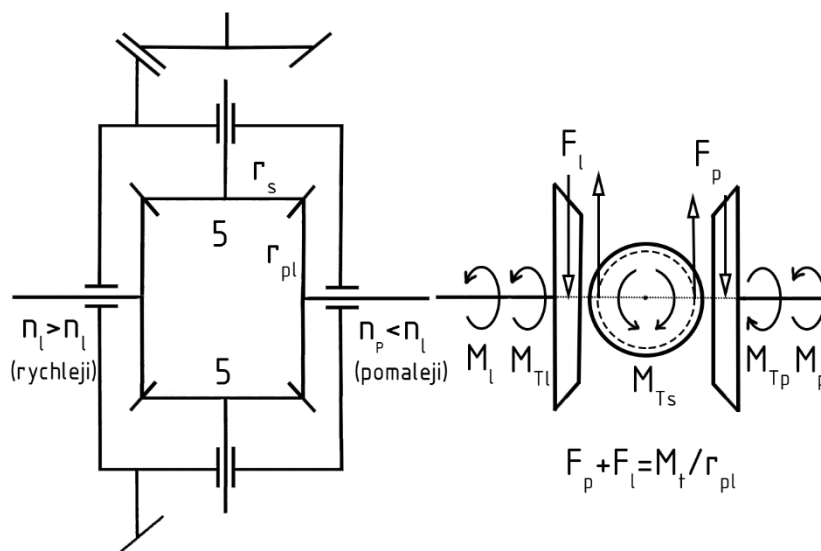
$$\frac{M_{Ts} \cdot r_{pl}}{r_s} = (F_p - F_l) \cdot r_{pl} \rightarrow \frac{M_{Ts} \cdot r_{pl}}{r_s} = F_p \cdot r_{pl} - F_l \cdot r_{pl} . \quad (5)$$

Po dosazení momentových závislostí ze vztahů uvedených v (4) do rovnice (5) vznikne:

$$M_p = M_l + M_{Tl} + M_{Tp} + \frac{M_{Ts} \cdot r_{pl}}{r_s} . \quad (6)$$

Z výsledného vztahu tedy plyne, že moment M_p na pravém (vnitřním) kole je větší, než moment M_l na kole levém (vnějším) [1]. Ze vztahu také plyne, že čím má diferenciál nižší účinnost (důsledkem zvýšení jeho vnitřních třecích momentů), tím je momentový rozdíl větší a může nám generovat opačný stáčivý moment, než jaký je požadován. Z toho důvodu může být ovladatelnost se samosvorným diferenciálem při dobrém kontaktu obou kol s vozovkou zhoršena. Eliminací tohoto nedostatku se zabývají Torque Vectoring diferenciály, které se snaží aktivně urychlovat vnější kola a přenášet tak na ně více točivého momentu [22]. Nicméně, při rychlejším průjezdu zatáčkou vlivem odstředivých sil a přenosu zatížení na vnější kolo může dojít ke zvýšení otáček na kole vnitřním (v našem případě pravém, $n_l < n_p$), což při aplikaci

samosvorného diferenciálu způsobí žádoucí zvýšení momentu M_l na levém, vnějším a více zatíženém kole.



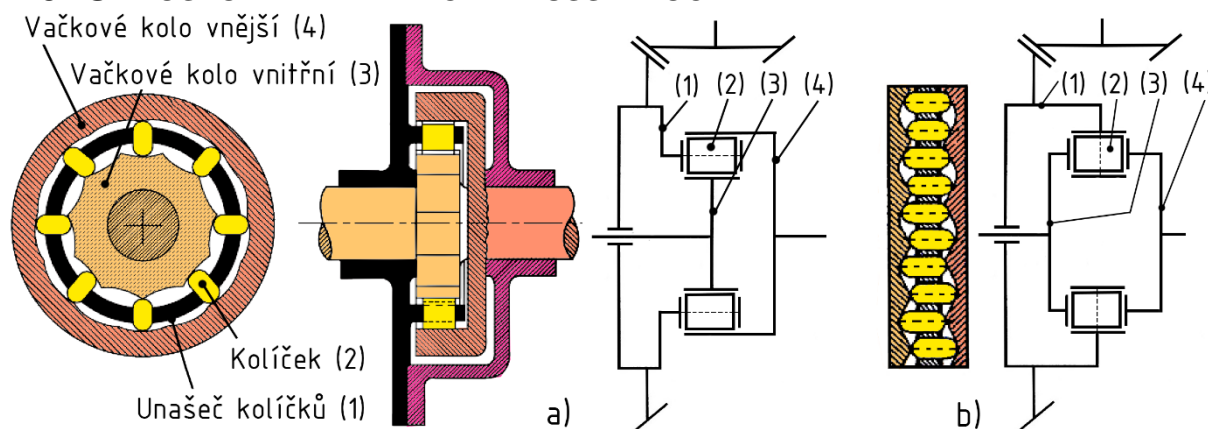
Obr. 6 Silové a kinematické poměry samosvorného diferenciálu

2.2 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL VAČKOVÉHO TYPU

Jeden z nejjednodušších samosvorných diferenciálů je diferenciál se vzpěrnými tělisky, nazývá se také jako diferenciál kolíčkový. Tento mechanismus se však pro svou omezenou funkci spíše řadí do automatických uzávěrek [1]. Skládá se z unašeče kluzných kamenů (1), který unáší vzpěrná těliska a na který je přiváděn točivý moment. Ty jsou v interakci s vačkovým kolem vnitřním (3) a vnějším (4), přičemž při stejných otáčkách kolíky působí na obě vačková kola. Pokud nastane malá difference otáček, kolíky se začnou „přepletat“ mezi vnitřním a vnějším vačkovým kolem, přičemž vzniká vnitřní tření, které se snaží vyrovnávat rozdílné otáčky. Toto vnitřní tření je však omezené, protože musí umožňovat diferenci otáčení kol. Při větší diferenci otáček (dosáhne se jí rychlým sešlápnutím plynů) se však těliska nestíhají přesouvat, vznikne velké vnitřní tření a diferenciál se plně uzavře [10].

Pro správnou funkci je však potřeba mít nestejný počet vaček na vačkovém kole, aby nedocházelo k volnému průchodu tělísek. Mezi nevýhody se řadí trvanlivost, omezená životnost (opotřebení komponent), zvětšené namáhání poloos a nerovnoměrnost rozdělení hnacího momentu [8]. Pro svou jednoduchost našel uplatnění zejména v terénních a vojenských vozech (např. UAZ), v dnešní době se však téměř nepoužívají [1]. Existují dva typy konstrukcí – radiální a axiální, viz Obr. 7.

2.3 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL AUSSIE LOCKER



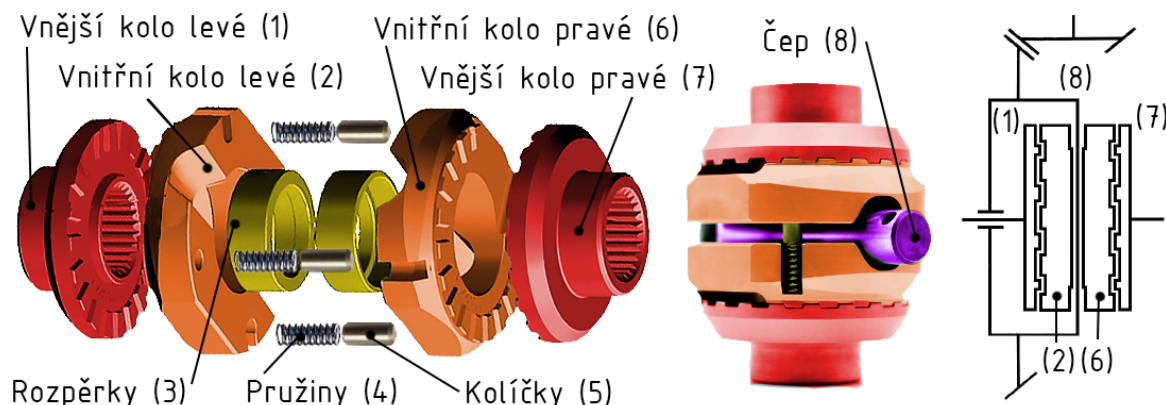
Obr. 7 Samosvorný vačkový diferenciál a) radiální b) axiální [1],[9]

Samosvorný diferenciál amerického výrobce Aussie Locker se podobně jako diferenciál vačkového typu řadí spíše mezi automatické uzávěrky. Diferenciál opět nevyužívá satelity a planetová kola, místo nich jsou zde profilovaná kola, která nám umožní rozdíl otáčení kol např. v zatáčce. Rozpad diferenciálu a schéma lze vidět na Obr. 8. Diferenciál je citlivý na dva základní momenty – moment hnací a moment od hnacích kol. Hnací moment je přiváděn přes stálý převod na klec diferenciálu a čep (8), který v oválné díře působí na obě vnitřní profilovaná kola, a to levé (2) a pravé (6). Oválná díra způsobuje charakteristickou vlastnost diferenciálu – čím větší nám působí hnací moment, tím je větší tlak (působení axiální síly) vnitřních kol na vnější a tím více nastává nemožnost přeskočení zubů, diferenciál je tak plně uzamčen [12].

Vnitřní kola jsou v klasickém stavu (jízda po rovině) v záběru s oběma vnějšími koly (1, 7), která jsou spojena s jednotlivými hnacími koly. Základní přitlačnou sílu mezi vnitřními a vnějšími koly generují slabé pružinky (4). Při průjezdu zatáčkou a mírně přidaném plynu má tendenci vnější kolo konat větší otáčky, vnější kolo diferenciálu tedy působí na vnitřní kolo, které se může díky oválné díře posunout směrem od kola vnějšího a za mírného cvakání může vnější kolo přeskakovat. Pokud však dojde k prudkému sešlápnutí plynu např. při výjezdu do kluzkého kopce, dojde k velkému silovému působení čepu na obě vnitřní profilovaná kola a vyvozená axiální síla působí směrem k vnějším profilovaným kolům, která do sebe napevno zapadnou. Tím je diferenciál plně uzavřen [11].

Aussie Locker diferenciály jsou díky jednoduchosti mechanismu, snadné montáži a malým rozměrům oblíbené především u terénních vozů jako nápravové i mezinápravové diferenciály. Montáž spočívá pouze ve výměně planetových kol a satelitů v kuželovém diferenciálu za Aussie Locker mechanismus. Nevýhodou je opět opotřebení a skoková charakteristika uzavírání diferenciálu, na rozdíl od klasických třecích či viskózních diferenciálů však umožňuje 100 % uzavření a tím maximalizování přenositelného hnacího momentu [11], [12].

2.4 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL TORSEN



Obr. 8 Samosvorný diferenciál Aussie Locker [11]

Dalším mechanickým samosvorným diferenciálem je Torsen. Název Torsen je anglická složenina slov „TORque“ (točivý moment) a „SENSitive“ (citlivost), charakterizuje nám tedy přímo jeho hlavní vlastnost – citlivost na změny momentu přenášeného hnacím kolem vozidla. Diferenciál se označuje také jako šnekový, pro samosvorný účinek a tření totiž využívá několik párů satelitů a planetových kol se šnekovým ozubením, které nahrazují planetová kola a satelity s kuželovým ozubením. Šnekové ozubení se zde používá pro svou typickou charakteristiku – jednosměrnost přenosu točivého momentu, což zde znamená, že šnek (planetové kolo) může snadno přenést točivý moment na ozubené kolo (satelit), opačně je tento přenos v závislosti na geometrii ztrátový, nebo nemožný [12]. Dle evolučního vývoje budou dále stručně popsány 3 typy, které se liší uspořádáním ozubení a použitelností v závislosti na požadavcích na pohon vozidla, a to:

- Typ A (resp. typ I.) – originální typ; obšírný popis lze nalézt v příloze P1,
- typ B (resp. typ II.),
- typ C (resp. typ III.).

2.4.1 TORSEN TYP A

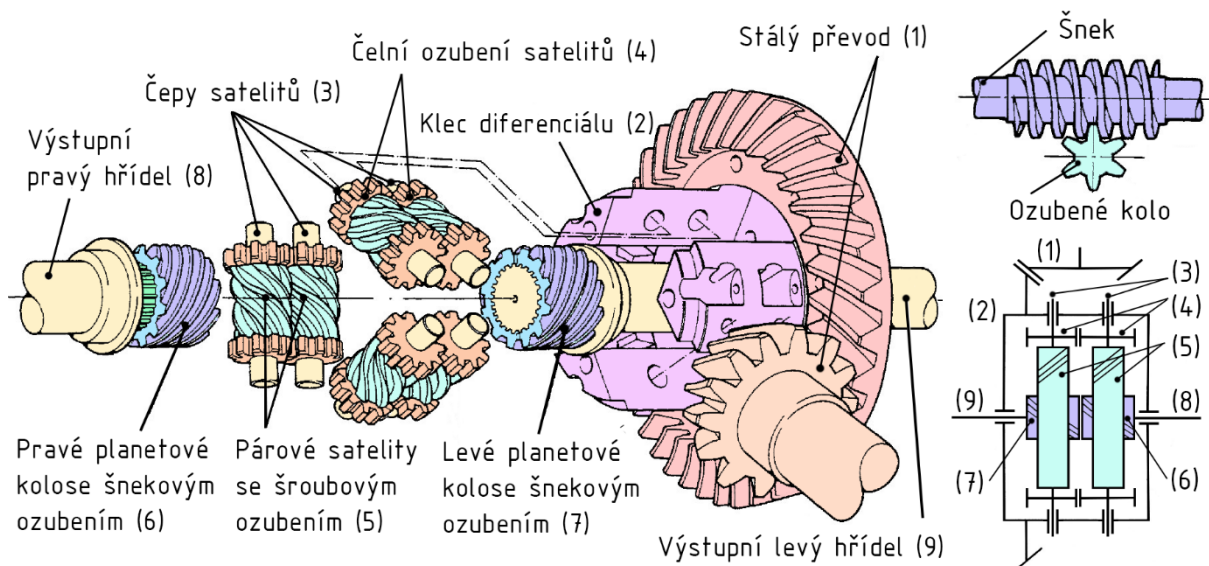
Točivý moment je zde přiváděn přes kuželový stálý převod (1) na klec diferenciálu. V této kleci jsou na otočných čepích unášeny celkem tři páry satelitů. Tyto dvojice jsou vůči sobě v interakci díky čelnímu ozubení, přičemž jeden satelit z dvojice zabírá s příslušným planetovým kolem pomocí šnekového ozubení. Planetová kola se šroubovým ozubením jsou poté spojena s výstupními hřídelemi, resp. hnacími koly. Rozpad diferenciálu popisuje Obr. 9.

Při přímé jízdě (stejně otáčky kol) se diferenciál otáčí jako jeden celek a satelity se vůči sobě neotáčejí. Průjezd zatáčkou je také možný bez větších obtíží. Vnější kolo se otáčí rychlejšími otáčkami, planetové kolo tedy roztáčí ozubené kolo satelitu, který se začne točit kolem své osy a roztáčet také párový satelit opačnými otáčkami. A proto, že se vnější kolo točí pomalejšími otáčkami, není i přes sníženou účinnost ozubení problém s přenosem otáček satelitu na planetové kolo a vůz zatáčí [1].

Jiná situace nastane v případě prokluzu kola, např. z důvodu náhlého snížení adheze vozovky. Pokud by tedy mělo dojít k protočení hnacího kola, bude rychleji otáčející se kolo roztáčet přes šnekové ozubení satelit, který bude mít snahu roztáčet svůj druhý párový satelit, čehož však

téměř není schopen. Tato schopnost, resp. svornost diferenciálu, je silně závislá na geometrii ozubení a je prezentována hodnotou TBR. Hodnota TBR (z anglického Torque Bias Ratio) nám pak určuje poměr, ve kterém je diferenciál schopný rozdělovat hnací moment na jednotlivá kola, přičemž obvyklé hodnoty jsou 3 : 1 až 7 : 1, což odpovídá svornosti diferenciálu cca 50 – 80 %. Určitého podílu svornosti lze dosáhnout mj. také výskytem axiálních sil v ozubení, které mohou způsobovat na několika místech kontakt ozubených kol s klecí diferenciálu a díky tření tak zpomalovat svůj pohyb, což má pozitivní vliv na uzavírání diferenciálu [8].

Výhodou systému je jednoduchost, spolehlivost, přijatelná životnost a šetrnost vůči komponentům hnacího ústrojí. Jistou nevýhodou je pouze omezený rozsah svornosti, diferenciál tak má problém se správnou funkčností v krajních polohách. Pokud nastane případ nulové adheze povrchu, diferenciál se chová jako otevřený, jelikož satelity bez problému obíhají stojící planetové kolo a roztáčí pouze kolo ve vzduchu. Tento nežádoucí jev lze však omezeně eliminovat sešlápnutím pedálu brzdy, přičemž na protáčejícím se kole vyvodíme moment, který se díky TBR znásobí a je přenášen na kolo s dobrou adhezí. Diferenciál rovněž nemůže přenést hnací moment, který překračuje poměr TBR. Pokud levé hnací kolo (s nižší adhezí) dokáže přenést např. 15 Nm, pro poměr TBR 3 : 1 bude pravé kolo přenášet 45 Nm, v součtu tedy 60 Nm (i když může teoreticky pravé kolo s dobrými adhezními podmínkami přenést více točivého momentu). Při dodání většího hnacího momentu by poté docházelo k prokluzu kola s nižší adhezí [12].

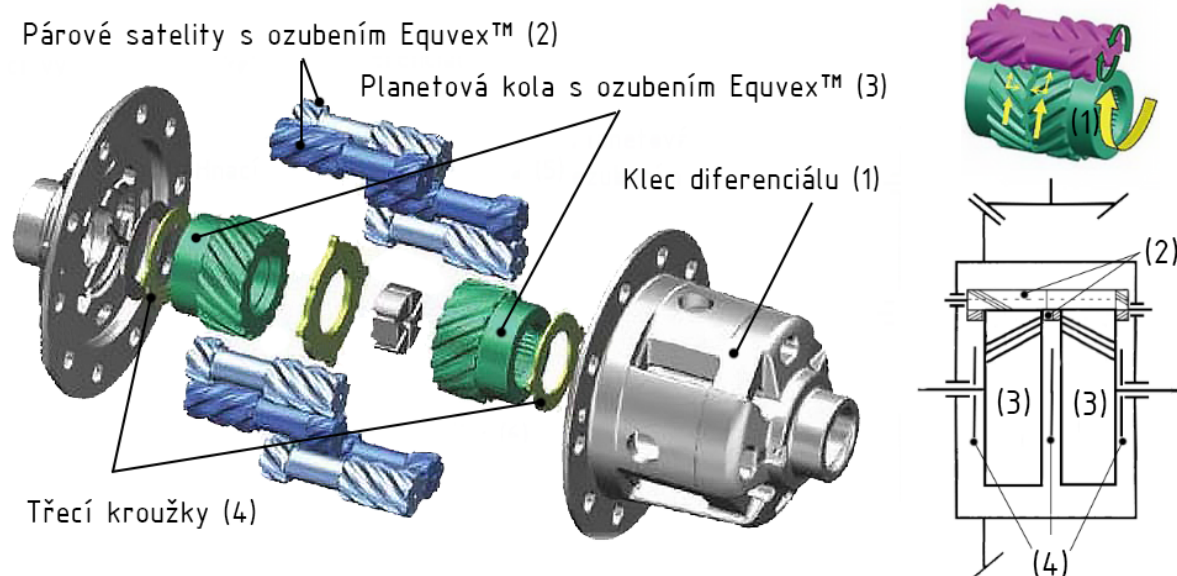


Obr. 9 Samosvorný diferenciál Torsen, typ A [1]

2.4.2 TORSEN TYP B

Tento typ se konstrukčně podobá konvenčnímu čelnímu diferenciálu, rozdíl je především v použití čelních kol s patentovaným šikmým ozubením Equivex™ coby satelitů. Hnací moment od motoru se přenáší přes stálý převod (1) na klec diferenciálu (2), ve které jsou po obvodu rovnoměrně usazeny páry satelitů, které svým ozubením působí mezi sebou a současně také s jednotlivými planetovými koly (3) propojených s výstupy [13]. Při přímé jízdě a v zatáčce se diferenciál typu B chová velmi podobně jako typ A. Rozdíl je při prokluzu jednoho z hnacích kol, jelikož je šikmé ozubení příčinou vzniku axiálních sil, jež způsobují reakci plovoucích planetových kol a satelitů s třecími kroužky. Tyto reakce jsou kýženým

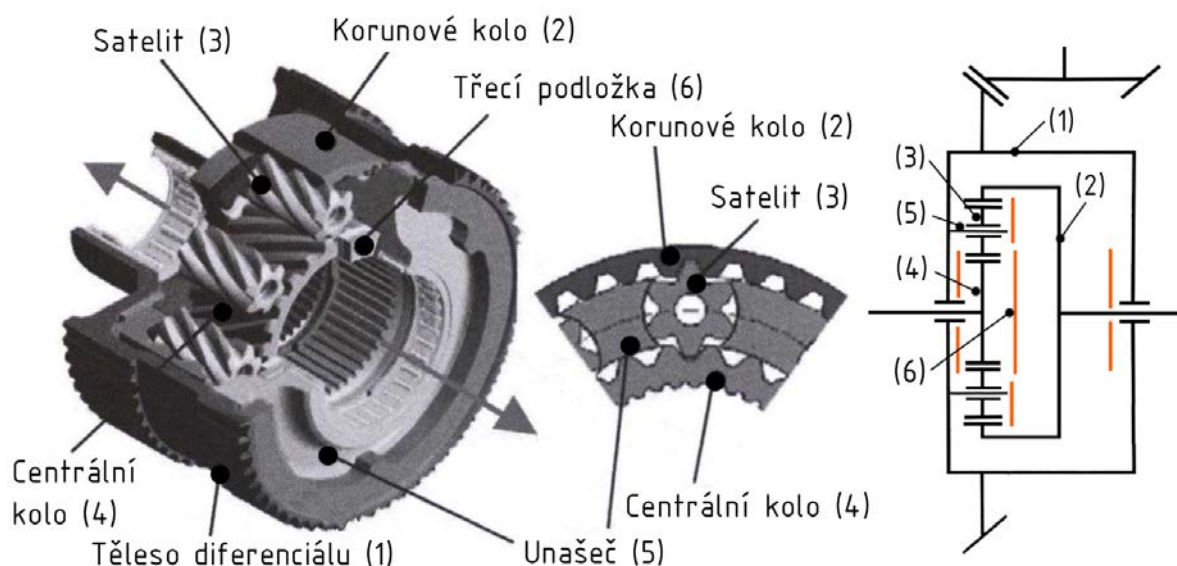
zdrojem tření, stejně jako tření v Equvex™ ozubení, které je však nižší, než u typu A. Svornost se tedy dá ovlivňovat jednak úpravou třecích ploch, zvýšení počtu satelitových párů nebo rozdílnou geometrií ozubení. Jeho výhodou je nižší přirozené tření a kompaktnější rozměry, s výhodou jej tedy lze používat u pohonu předních náprav, nebo jako mezinápravový diferenciál [14]. Jeho nevýhoda je, že standardně díky stejné velikosti ozubených kol na obou stranách rozděluje točivý moment v poměru 1 : 1 [15].



Obr. 10 Samosvorný diferenciál Torsen, typ B [12]

2.4.3 TORSEN TYP C

Tento typ diferenciálu se používá jako mezinápravový diferenciál a je planetového typu, jeho konstrukční uspořádání a polis lze vidět na Obr. 11. V tělese diferenciálu (1) se po jeho vnitřním obvodu nachází korunové kolo (2), po kterém se odvalují satelity (3), unášeny unašečem (4) spojeným se vstupem točivého momentu od převodovky. Výstup do přední nápravy je poté spojen s centrálním kolem (5); mezi ním a unašečem se nachází třecí podložka (6). Výstup do zadní nápravy představuje korunové kolo. Šnek zde představují satelity (opačně, než u typu A), ozubená kola poté centrální a korunová kola. Funkce diferenciálu je téměř totožná jako u ostatních typů, využívá se zde jak tření v ozubení, tak i tření o třecí kroužky vyvozené axiální silou v ozubení. Velký benefit tohoto typu je rozdíl v počtu zubů korunového a centrálního kola, díky čemuž může být fixní točivý moment jinak rozdělen, obvykle 40 : 60 ve prospěch zadní nápravy, a tím pomoci zlepšit ovladatelnost [15]. Všechny 3 typy jsou kompatibilní se systémy ABS [17].



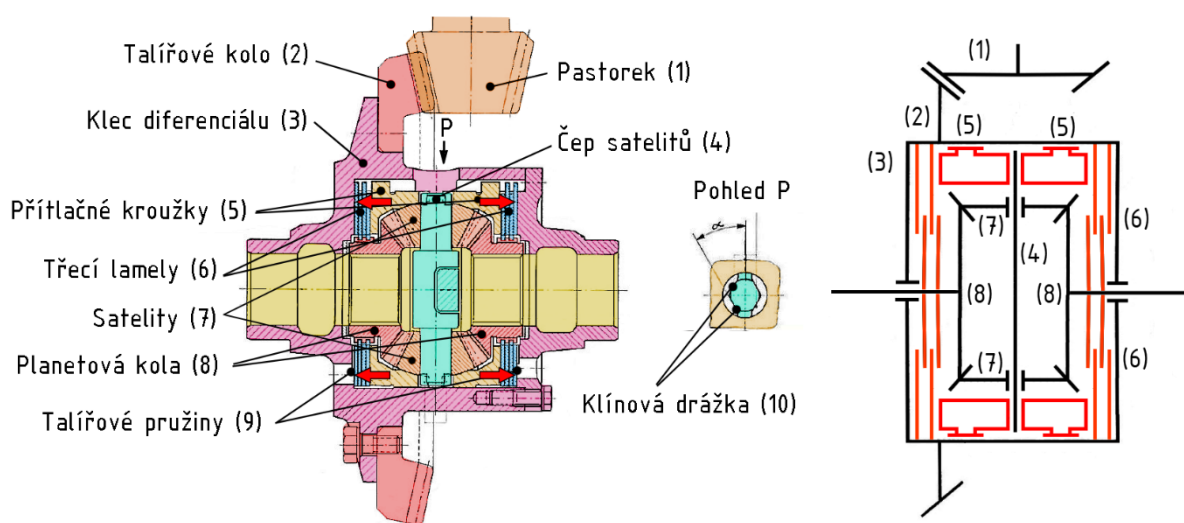
Obr. 11 Samosvorný diferenciál, typ C [14]

2.5 SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY S TŘECÍ LAMELOVOU SPOJKOU (LSD)

Samosvornosti kuželových diferenciálů můžeme dosáhnout také zpomalováním planetových kol vůči kleci diferenciálu. Tohoto efektu dosáhneme mj. vytvořením vhodných třecích ploch, např. sadou třecích lamel, které budeme svírat silou rovnoběžnou s osami lamel. Zkratka LSD pochází z anglického slovního spojení „Limited Slip Differential“, což lze volně přeložit jako „diferenciál s omezeným prokluzem“ [16]. Tyto diferenciály se mohou lišit typem třecích ploch nebo mechanismem pro vyvození axiálních sil na třecí plochy. V následujících podkapitolách tedy budou v krátkosti popsány jednotlivé typy.

2.5.1 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL LOK-O-MATIC

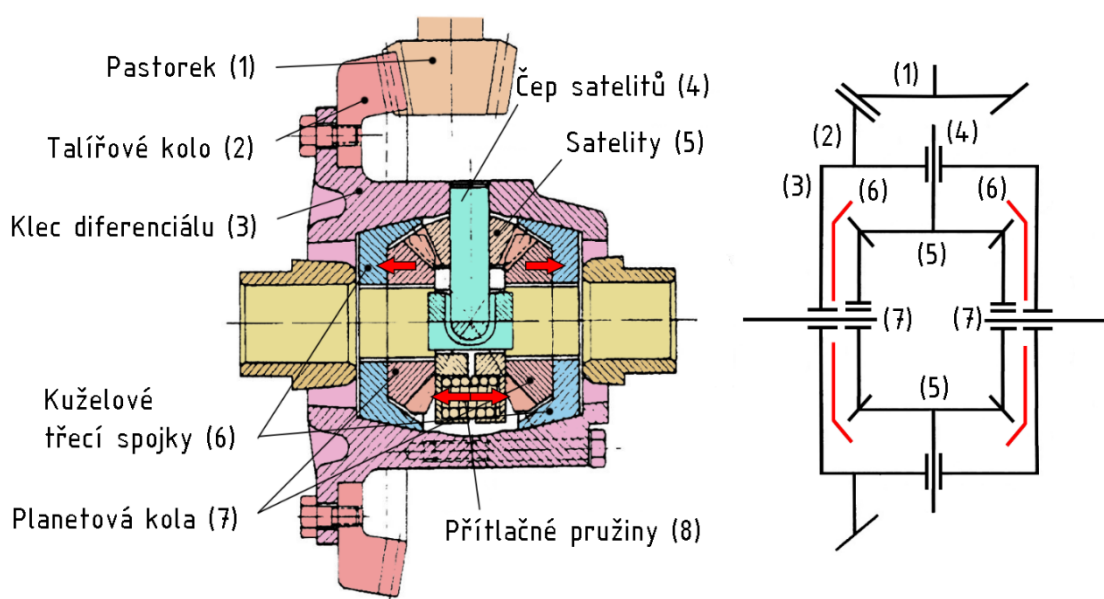
Diferenciál Lok-O-Matic využívá podobných principů, jako již popsaný diferenciál typu Aussie Locker. K dosažení samosvornosti se u tohoto typu diferenciálu používá sada třecích lamel, které jsou stlačovány k sobě mechanismem, úměrně reagujícím na přenášený moment [1]. Průřez diferenciálem je viditelný na Obr. 12. Točivý moment se od motoru přes pastorek, talířové kolo a klec diferenciálu přenáší na přítlačné kroužky, které jsou drážkováním v záběru s klecí, přičemž drážkování umožňuje axiální pohyb kroužků. Točivý moment je dále přenášen přes kroužky na čepy satelitů, které svými konci působí skrze klínové výřezy na přítlačné kroužky, přičemž v závislosti na velikosti přenášeného hnacího momentu a také úhlu klínového ukončení čepy odtlačují kroužky od sebe. Kroužky poté tlačí na lamelové brzdy, které jsou složeny s vnějších lamel (uložených v drážkování klece) a vnitřních lamel (uložených v drážkování pastorku). Tyto lamelové brzdy tak regulují otáčení planetových kol vůči kleci diferenciálu, což vede ke kýženému uzavírání diferenciálu [2].



Obr. 12 Samosvorný diferenciál Lok-O-Matic

2.5.2 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL BORG-WARNER (SPIN RESSISTANT)

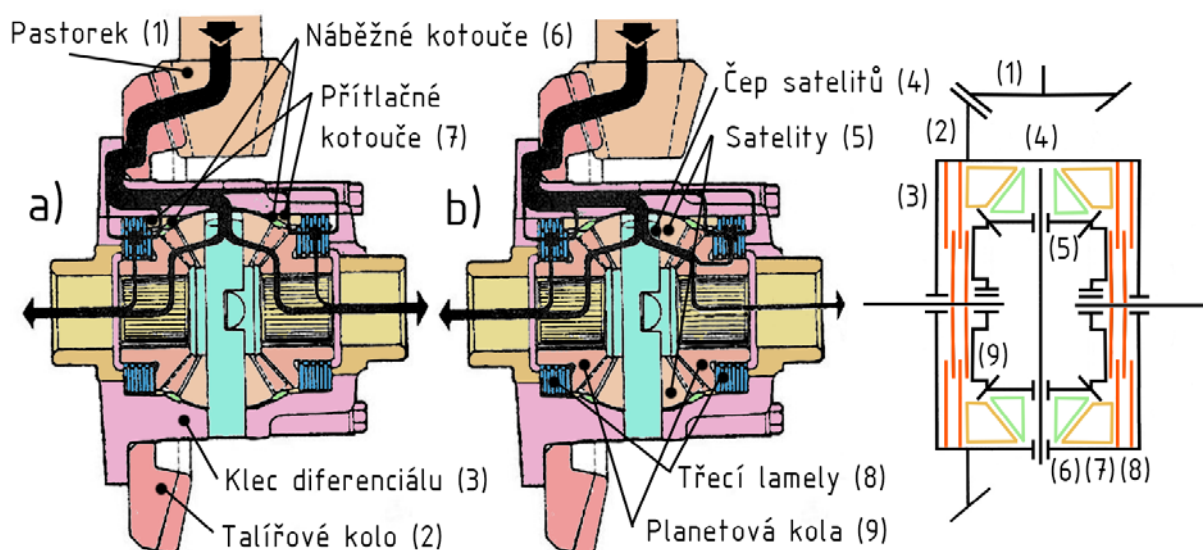
Diferenciál typu Borg-Warner (název dle výrobce) je označován též jako „Spin Ressant“, což lze volně přeložit jako „diferenciál odolný proti protáčení“ [1]. Točivý moment je zde přenášen podobně jako u otevřených diferenciálů, tedy přes klec, čep, satelity a planetová kola. Při potřebě uzavírání diferenciálu je třecí moment přenášen přes dvě třecí spojky, umístěnými mezi jednotlivými planetovými koly a klecí diferenciálu [18]. Ten je vyvozen jednak stálým přitlakem vinutých pružin, především však ale axiálními silami v záběru zubů, které způsobí přitlak planetových kol směrem k třecím spojkám [1]. Nevýhoda diferenciálu tkví ve vyšším opotřebení komponent a také vyšším hluku. Řez diferenciálem je viditelný na Obr. 13.



Obr. 13 Samosvorný diferenciál Borg-Warner (Spin Ressant) [2]

2.5.3 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL ZF-DZ

Diferenciál typu ZF-DZ je podobný konstrukci diferenciálu Borg-Warner (Spin Resistant). Točivý moment je zde přenášen opět přes pastorek, talířové kolo, klec a čepy satelitů na satelity a planetová kola, která jsou uložena v drážkovaném ozubení umožňujícím axiální pohyb. Ten je poté vyvozen opět axiálními silami v záběru zubů satelitů a planetových kol, což způsobuje přitlačení planetových kol na lamely třecí brzdy, které s rostoucím momentem brzdí planetová kola vůči kleci diferenciálu. Současně tlačí síly v záběru zubů také satelity, a to směrem od sebe, což způsobuje skrze náběžný kotouč přitlačení přitlačného kotouče na lamely třecí brzdy, dochází tedy opět k přibrzdění planetových kol vůči kleci [17]. Oproti diferenciálu Borg-Warner je zde výhoda v nižším opotřebení komponent, případně také možnost ovlivnění samosvorného účinku výměnou lamel s nižším/vyšším součinitelem tření. Diferenciál včetně toku hnacího momentu v závislosti na adhezi lze vidět na Obr. 14.

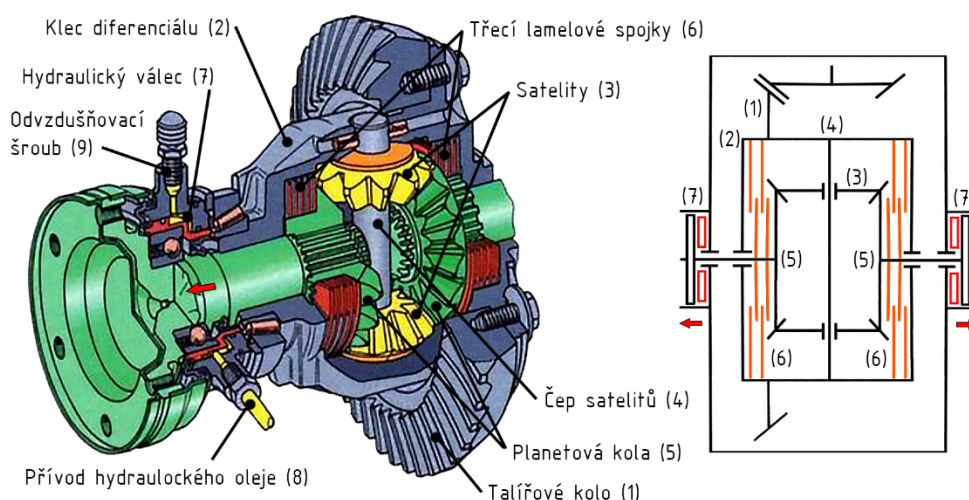


Obr. 14 Samosvorný diferenciál ZF-DZ: a) stejná adheze; přímá jízda, b) rozdílná adheze; zatáčení vlevo [1]

2.5.4 AKTIVNÍ SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY

SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL ASD

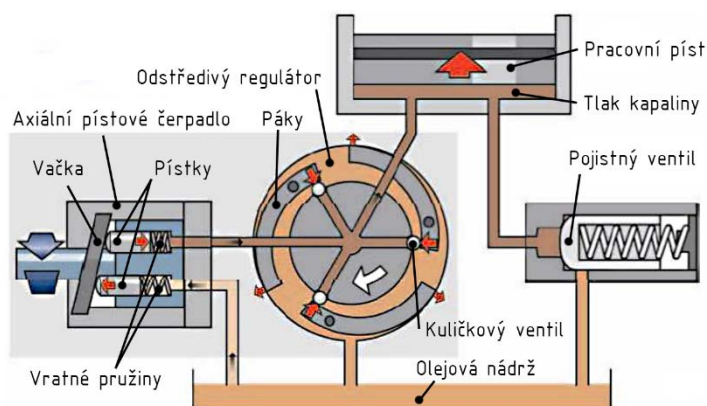
Další z řady lamelových diferenciálů je samosvorný diferenciál ASD (Automatic Sperre Differential) od firmy Mercedes-Benz. Diferenciál má dva standardní třecí svazky lamel, které jsou v kontaktu s klecí diferenciálu a příslušnými planetovými koly [1]. Na obou stranách od planetových kol jsou hydraulicky ovládané prstencové písty. Elektronika v závislosti na diferencii otáček poháněné nápravy (stálého převodu) a předních kol (spolupráce s ABS) vyhodnotí aktivaci systému, a to přes hydraulický okruh vpuštěním kapaliny do hydraulických válců. Ty poté tlačí přes kuličkové ložiska a hřídele centrální kola směrem k třecím lamelám, což zapříčiní zvýšení svorného účinku diferenciálu (základní svorný účinek je cca 35 %). Systém však nefunguje při rychlostech vyšších než 35 km/h, při brzdění nebo diagnostikované poruše. Je však v činnosti při rozejzdu, čímž ho může v závislosti na adhezních podmínkách výrazně usnadnit [2]. Systém je viditelný na .



Obr. 15 Samosvorný diferenciál ASD [2]

SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL VAQ

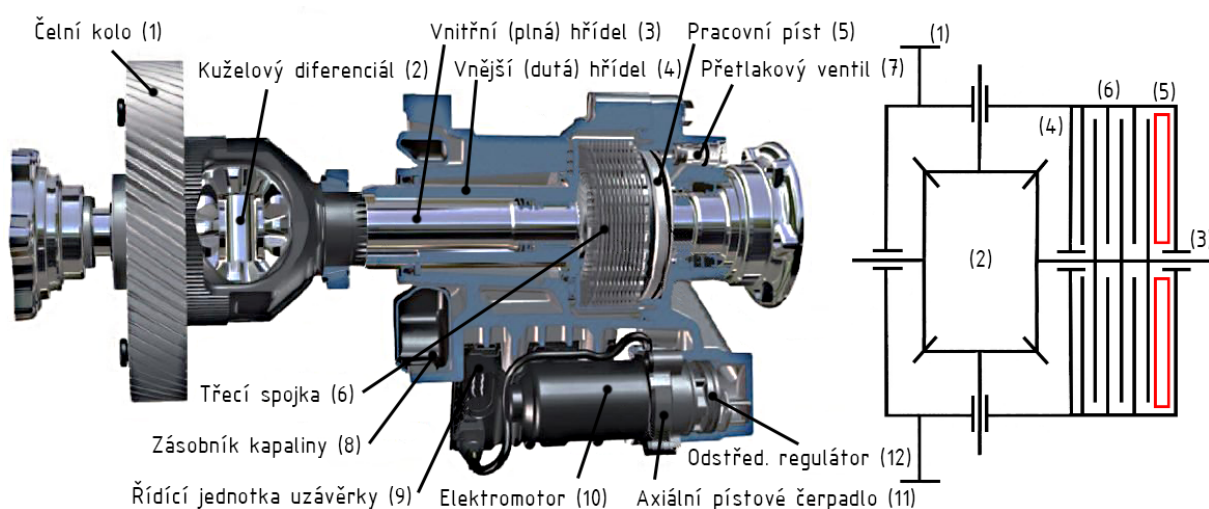
Principiálně stejně pracující, avšak konstrukčně odlišný je modernější samosvorný diferenciál VAQ (Vorderachsquersperre) z koncernu Volkswagen. Ten je totiž určen pro zástavbu příčně uloženého agregátu. Je to prakticky klasický otevřený diferenciál spojený se spojkou Haldex páté generace (ta je určena primárně jako mezinápravová spojka) [19]. Spojka se skládá ze vstupního vnitřního hřídele (spojeného s pravým planetovým kolem), na kterém jsou uloženy vnitřní lamely, a z výstupního souosého vnějšího hřídele (spojeného s klecí), na kterém jsou uloženy lamely vnější. Tlak na tyto lamely vyvozuje pracovní píst ovládaný skrze odstředivý regulátor, který použít natlakovanou hydraulickou kapalinu elektricky poháněným čerpadlem k pracovnímu pístu. Otáčky axiálního šestipístkového čerpadla jsou řízeny elektronickou řídicí jednotkou, která přijímá různé provozní parametry, jako např. otáčky kol, rychlost vozidla, rychlost stáčení nebo příčné zrychlení vozu [20]. Při nízkých otáčkách čerpadla zůstávají páky odstředivé regulace v otevřené poloze a kapalina proudí skrze ventily zpět do olejové nádrže, při vyšších otáčkách jsou ventily vlivem odstředivé síly působící na páky uzavírány a kapalina proudí směrem k pracovnímu pístu. S rostoucími otáčkami narůstá tlak v systému, který je hlídán pojistovacím ventilem. Ten se v případě přesáhnutí stanovené hodnoty tlaku (4,4 MPa) otevře a přepustí kapalinu do olejové nádrže. Schéma okruhu lze vidět na Obr. 16 [21].



Obr. 16 Schéma tlakového okruhu (čerpadlo ve vyšších otáčkách)

System umožňuje plynulý nástup svorného účinku v rozmezí 0 – 100 % a efekt vektorování točivého momentu, což vede při průjezdu zatáčkou k maximalizaci hnacího momentu na vnějším kole a tím i snížení nedotáčivosti [19].

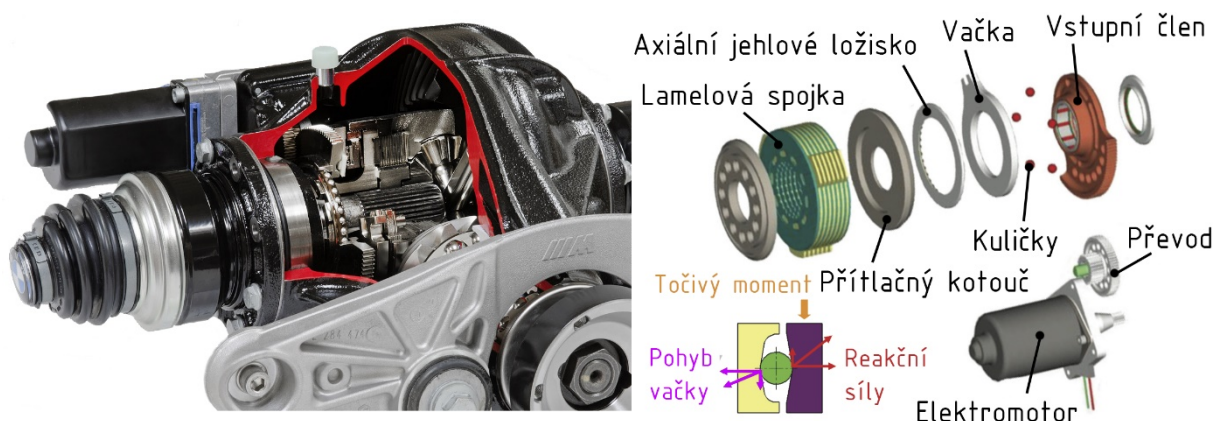
Maximální přenos točivého momentu na spojce je 1600 Nm, nesmíme však zapomenout, že se jedná o hodnotu točivého momentu až za převody hnacího ústrojí. Pro získání skutečné hodnoty je nutné točivý moment vynásobit převodovými poměry převodové skříně a stálého převodu. V případě vozu VW Golf GTI VII s 350 Nm točivého momentu na klikové hřídeli, převodovým poměrem 3,77 : 1 na 1. převodový stupeň a 3,24 : 1 poměrem stálého převodu může být hodnota točivého momentu na spojce až 4275 Nm, což může znamenat prokluz spojky na nižší převodové stupně. Jedná se však o krajní případy, většinou se totiž část točivého momentu přenáší i na vnitřní (méně zatížené) kolo a roli hrají také adhezní podmínky (přenositelný točivý moment na vozovku) [20]. Průřez diferenciálem a principiální schéma lze vidět na Obr. 17.



Obr. 17 Samosvorný diferenciál VAQ [20]

SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL BMW (ACTIVE M)

Další z řady aktivních diferenciálů je samosvorný diferenciál od německé firmy BMW. Jeho název „Active M Differential“ prozrazuje, že se jedná o aktivní elektronický diferenciál určený pro sportovní modely řady „M“. Základem je opět klasický kuželový otevřený diferenciál, doplněný o třecí lamelovou spojku. Vnitřní plný hřídel pravého planetového kola je spojen s lamelami s vnitřním drážkováním, lamely s vnějším drážkováním jsou poté spojeny s klecí diferenciálu. Svazek lamel je stlačován elektromechanickým řetězcem, který je řízen elektronickou řídicí jednotkou, vyhodnocující signály ze snímačů polohy plynového pedálu, rychlosti otáčení kol a boční zrychlení. Řídicí jednotkou řízený elektromotor tedy vyvozuje točivý moment přes redukční převod na vačkový mechanismus s kuličkami. Ty poté působí axiální silou na tvarovanou vačku, která se začne pohybovat v axiálním směru a přes axiální jehličkové ložisko stlačuje přítlačný kotouč lamelové spojky. Jednotka spolupracuje se systémem DSC (Dynamic Stability Control), dokáže tak i předpovídat a částečně uzavřít diferenciál ještě předtím, než je to potřeba. Průřez diferenciálem a vačkový mechanismus lze vidět na Obr. 18, principiální schéma je stejné jako u Obr. 17.



Obr. 18 Samosvorný diferenciál BMW (Active M Differential)

2.5.5 AKTIVNÍ SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY TORQUE VECTORING

Diferenciály s funkcí vektorování točivého momentu (Torque Vectoring) mají za cíl dále zlepšovat ovladatelnost a stabilitu vozu při dynamické jízdě. Je to tedy systém, který aktivně rozděluje točivý moment od pohonné jednotky mezi jednotlivá poháněná kola v požadovaném poměru. Pro hlubší pochopení této problematiky jsou zde nejprve nastíněny základy dynamiky jízdy a poté jsou zmíněny nejznámější Torque Vectoring systémy, seřazené od nejmladších (jednodušších) k nejstarším.

TRAKCE PNEUMATIK A PŘENOS ZATÍŽENÍ

Přilnavost, resp. schopnost pneumatiky přilnout k vozovce, nazýváme trakcí pneumatiky. Ta přímo ovlivňuje přenositelnou maximální sílu F_{max} , generovanou od hnacích kol v interakci s vozovkou. Velikost této síly je dána lineárním vztahem [1]:

$$F_{max} = \mu \cdot F_z \leq \sqrt{F_x^2 + F_y^2}, \quad (7)$$

kde μ je součinitel přilnavosti (adheze) pneumatiky s vozovkou a F_z je normálová síla působící na kolo v kontaktním místě. Sílu F_{max} lze dále rozložit na podélnou (F_x) a příčnou (F_y) složku, přičemž pro udržení přilnavosti kola nemůže jejich vektorový součet přesáhnout hranici tzv. Kammovy kružnice přilnavosti, znázorněnou na Obr. 19. Ze vztahu tedy vyplývá, že při zvýšení velikosti příčné síly F_y (zatačení) se snižuje dostupná síla F_x (akcelerace, brzdění) až do mezních stavů F_{xmax} a F_{ymax} , u kterých se patřičná druhá síla již nemůže vyskytnout. Pokud by výsledný součet sil F_{max} nebo jednotlivé složky součtu přesahovaly hranici kružnice, dojde k přesahu limitu trakce, a tedy k prokluzu či k zablokování kola, což dále vede k nedotáčivému nebo přetáčivému smyku. Je třeba dodat, že Kammova kružnice je zjednodušeným modelem, jelikož součinitel přilnavosti μ nabývá v příčném a podélném směru rozdílných hodnot a závislost příčné síly F_y na normálové síle F_z je mírně nelineární [22].

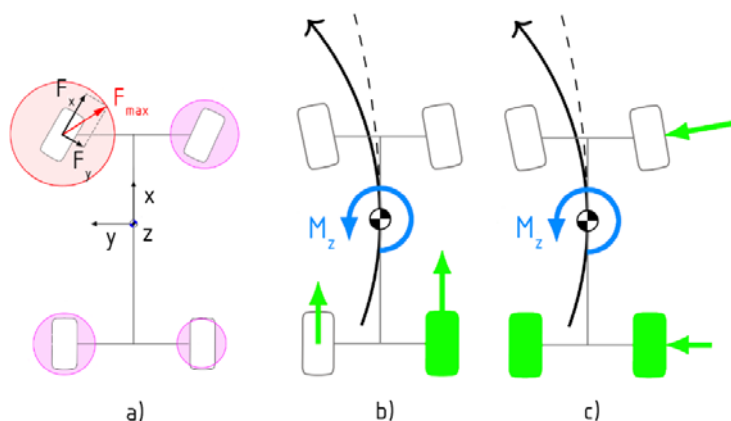
Druhým aspektem je přenos zatížení v různých jízdních režimech. K normálové síle F_z se tedy dále přičítají či odečítají přídatné síly od podélného a příčného zrychlení vozu. Kontaktní síly na plochách pneumatiky totiž neprotínají těžiště, dochází tedy ke vzniku klonivých

a klopivých momentů, které jsou zdroji přídatných sil působících ve směru normálové síly F_z . Přenos zatížení tedy popisuje následující rovnice [22]:

$$\begin{aligned} F_{zfr} &= 0,5 \cdot F_{zstfr} \pm \Delta F_{zx} \pm \Delta F_{zyfr} \text{ (front – přední náprava)} \\ F_{zre} &= 0,5 \cdot F_{zstre} \pm \Delta F_{zx} \pm \Delta F_{zyre} \text{ (rear – zadní náprava),} \end{aligned} \quad (8)$$

kde F_{zst} jsou statické zatížení náprav (závislé na poloze těžiště), ΔF_{zx} síly vzniklé podélným zrychlením a ΔF_{zy} síly vzniklé bočním zrychlením (závislé taktéž na poloze těžiště a také na klopných tuhostech a pozici středů klopení). Přenos zatížení je ilustrován na Obr. 19 (průjezd pravotočivou zatáčkou, brzdění). Z výše uvedených vztahů a obrázků je tedy zřejmé, že je žádoucí využít systém, který využije aktuálně dostupnou trakci na jednotlivých kolech k přenosu hnacího momentu z pohonné jednotky, čímž maximalizujeme stabilitu a rychlost při průjezdu zatáčkou [22].

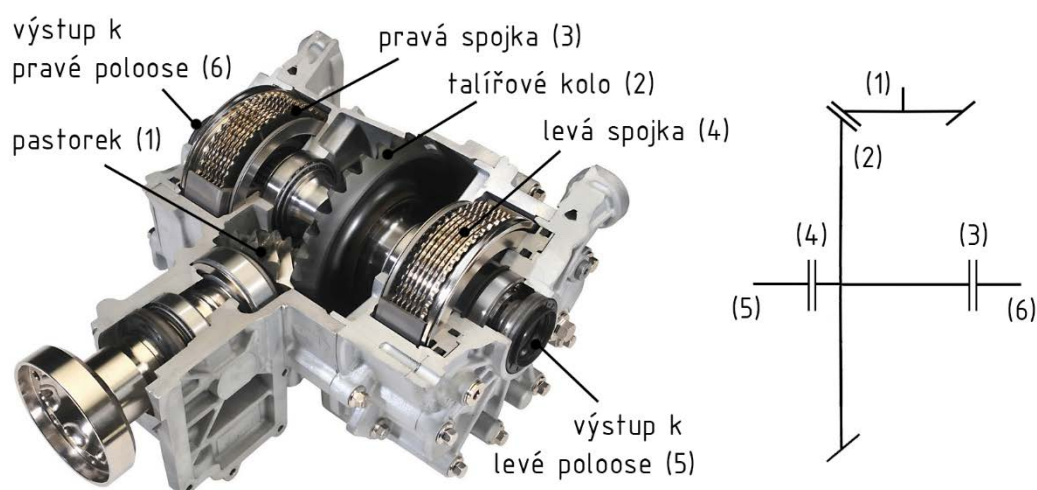
Torque Vectoring systémy lze rozdělit do třech základních podob. První systém využívá pouze provozních brzd, kde při potřebě korekce stáčivého momentu systém aplikuje brzdny moment na jednom kole nápravy, čímž urychlí otáčky druhého kola a tím generuje žádoucí stáčivý moment. Tento systém má však nevýhody z hlediska účinnosti, kdy omezujeme rychlost vozu, dochází k disipaci energie a opotřebení brzd [22]. Tento způsob korekcí stáčivého momentu je tedy vhodný spíše pro řešení krizových či neočekávaných situací a využívá jej systém ESP, nicméně používá se i jako náhrada samosvorných diferenciálů (systémy XDS od koncernu VW nebo TCT od značky Alfa Romeo). Druhým způsobem je urychlení požadovaného kola, většinou za pomoci přídatných urychlovacích či zpomalovacích převodovek, které se uvádějí v činnost mechanicky či elektronicky ovládanými lamelovými spojkami. Tyto systémy jsou účinnější, jelikož nedochází k cílenému maření výkonu pohonné jednotky. Různými uspořádáními systému tak můžeme dosáhnout nejen efektivního přerozdělení točivého momentu nejen mezi koly jednotlivých náprav, ale i mezi nápravami samotnými. Na Obr. 19b lze vidět účinek nápravového diferenciálu, kdy při průjezdu levotočivé zatáčky nedotáčivým smykem dokáže zvětšením točivého momentu na zadním pravém kole generovat žádoucí stáčivý moment opačného směru, který stabilizuje vozidlo. Na Obr. 19c lze vidět situaci s užitím mezinápravového diferenciálu, kdy se vozidlo nachází ve stejné situaci, jako na Obr. 19b. Točivý moment je posílán na zadní nápravu, což umožní přenos větších bočních sil na přední nápravě, které generují (po odečtení bočních sil zadní nápravy) stabilizační stáčivý moment [22].



Obr. 19 a) Kammova kružnice přilnavosti + zatížení kol při pravotočivé zatáčce a brzdění, b) nedotáčivý smyk, nápravový TV diferenciál; c) nedotáčivý smyk, mezinápravový TV diferenciál [22]

2.5.6 SYSTÉM GKN TWINSTER

Velmi nekonvenční, avšak poměrně jednoduchý a účinný je systém GKN Twinster, používaný např. u vozů Ford Focus RS Mk3 (2016). Systém se skládá z přední jednotky, která distribuuje točivý moment na spojovací hřídel a současně zajišťuje o 1,8 % vyšší otáčky zadních kol oproti kolům předním, a zadní jednotky, představující nápravový diferenciál. Tento diferenciál však neobsahuje klasickou klec s kuželovými diferenciálními převody, ze stálého převodu jde totiž točivý moment na 2 hydraulicky ovládané lamelové spojky, ze kterých jde žádaný moment na jednotlivá kola vozu [23]. Vektorování točivého momentu je zde tedy dosaženo spojováním a rozpojováním jednotlivých spojek, systém tedy umožňuje tok točivého momentu pouze na žádané kolo, případně i na obě kola současně (tzv. režim „drift“, diferenciál se chová jako uzavřený) [23]. Je třeba dodat, že systém není za normálních provozních podmínek v provozu, jelikož na spojkách dochází k disipaci energie a hrozilo by jejich přehřátí. Spojky jsou nicméně dimenzovány na vysoké hodnoty točivých momentů a nevykazují takové problémy s přehříváním jako např. u systému Haldex. Novější systémy jsou doplněny o další spojku, která vyřadí kloubový hřídel z činnosti, a tím sníží ztráty v hnacím ústrojí při neaktivitě systému, a tím i spotřebu paliva [24].

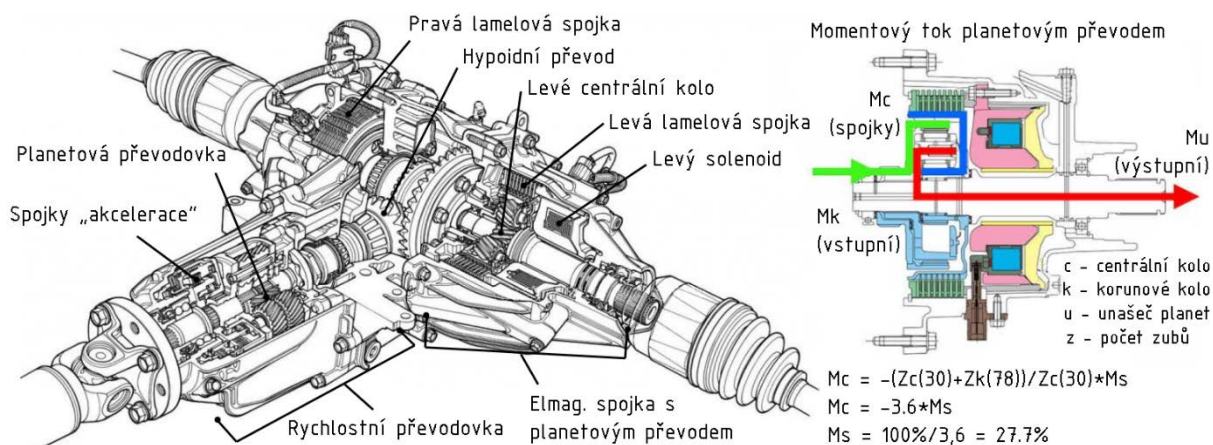


Obr. 20 Systém GKN Twinster [24]

2.5.7 SYSTÉM SH-AWD (HONDA)

Poněkud složitější systém by uveden v roce 2005 automobilkou Honda u vrcholového modelu Legend. Zkratka SH-AWD znamená „Super Handling – All Wheel Drive“, volně přeloženo jako „skvěle ovladatelný pohon všech kol“. Celá jednotka se nachází v zadní části vozu a skládá se z dvourychlostní akcelerační planetové převodovky a dvou nezávislých planetových soukolí ovládaných elektromagnetickými lamelovými spojkami, které suplují funkci diferenciálu. Spojky jsou ovládány řídicí jednotkou na základě rozličných vstupů, jako jsou např. snímače zrychlení, polohy pedálu, volantu, otáčky kol aj. Při standardních jízdních režimech je rozdělení točivého momentu v poměru 70 : 30 ve prospěch přední nápravy. Dvourychlostní planetová převodovka, která je elektromagneticky ovládána dvojicí lamelových spojek, slouží pro urychlení a zvýšení točivého momentu na zadní nápravě, přičemž mění poměr točivých momentů na 30 : 70 ve prospěch zadní nápravy. Převody jsou voleny tak, aby byl ve standardních režimech rozdíl středních rychlostí náprav cca 1,7 %, v žádaném zrychlení zadní nápravy v zatáčkách pak cca 5,7 % [24]. Za převodovkou se nachází hypoidní úhlový převod, který distribuuje točivý moment do planetových převodovek, konkrétně do jejich

korunových kol. Lamelová spojka zde spínáním redukuje volné otáčení centrálního kola vzhledem ke skřini jednotky. V rozepnutém stavu tedy umožňuje volné otáčení unašeče, který je spojen s poloosou kola a přenáší tak jen velmi malý moment. V sepnutém stavu je poté centrální kolo zablokováno proti otáčení a točivý moment je přes korunové kolo, satelity a unašeč plně přenášeno na zadní kolo. Regulace spínání spojky jako takové a spojek vůči sobě tedy dokáže plně vektorovat točivý moment na zadní nápravě a v případě potřeby pohon zadních kol odpojit. Planetová soukolí jsou zde především pro snížení opotřebení a zátěže lamelových spojek, které nejsou vystaveny příliš velkému točivému momentu. U modelu Legend je to cca 27,8 % vstupního točivého momentu dle vztahu na Obr. 21 [25]. U novějších verzí tohoto systému (Acura TLX 2014) jsou již planetové převodovky nahrazeny silnějšími a odolnějšími elektrohydraulicky ovládanými spojkami (podobné, jako u systému GKN Twinster) [24].



Obr. 21 Aktivní diferenciál SH-AWD a jeho momentový tok planetovým převodem [25]

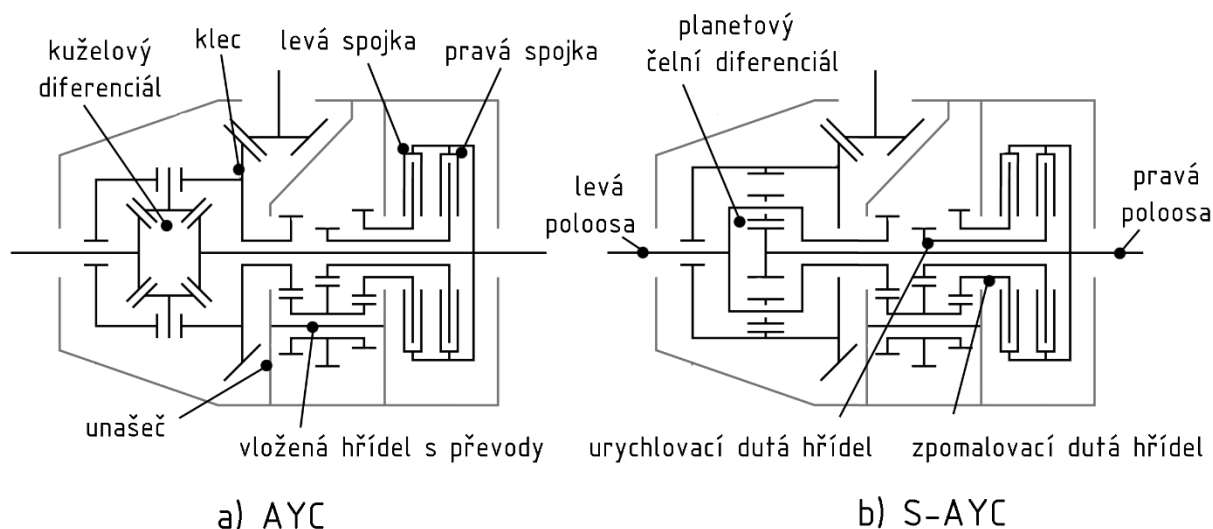
2.5.8 SYSTÉM AYC (MITSUBISHI MOTORS)

Jeden z prvních systémů, které aktivně přerozdělovaly točivý moment mezi kola nápravy, je systém AYC od firmy Mitsubishi Motors. Zkratka AYC znamená „Active Yaw Control“, v hrubém překladu „aktivní řízení stáčivého momentu“. Systém byl uvedený již v roce 1996 na vozidle Mitsubishi Lancer EVO IV. V principu se jedná o klasický kuželový diferenciál, který je doplněn o dvě duté hřídele. Tyto hřídele mají na jedné straně nalisováno ozubené kolo, na straně druhé jsou spojeny s jednotlivými spojkami, které vytváří spojení těchto hřídelů s pravou poloosou. Ozubení levé strany je v záběru s ozubením na vložené hřídelce, uložené na unašeči, který je pevně spojen s obalem diferenciálu. Hřídelka je přes ozubení dále v záběru s klecí diferenciálu. Z Obr. 22a je tedy patrné, že hřídel spojená s pravou spojkou bude urychlovací, tzn., že se bude točit vyššími otáčkami, než se točí klec diferenciálu. Hřídel s levou spojkou bude naopak zpomalovací [26]. Při průjezdu např. levotočivé zatáčky je tedy žádoucí urychlení pravého kola. Řídící jednotka vyhodnotí situaci, na základě které začne spínat pravou spojku spojující pravou poloosu s rychleji se otáčející dutou hřídelí, čímž ji začne urychlovat a přenášet na ni točivý moment, což vytvoří požadované posílení stáčivého momentu. Zpomalení poloosy se poté děje spínáním levé spojky, spojené s pomaleji se otáčející hřídelí. Pro správnou funkci však musí být dodržen rozdíl otáček takový, že otáčky poloosy nepřesáhnou otáčky urychlovací hřídelce. Převody jsou tedy voleny na základě určitého referenčního poloměru zatáčky tak, aby k této situaci nedocházelo [22]. Řídící systém se poté skládá z elektronické části (vyhodnocení

situace) a elektrohydraulické části (spojka ovládaná elektrohydraulickým aktuátorem) [26]. Schéma je viditelné na Obr. 22a.

S-AYC

V roce 2003 byl uveden systém se zkratkou „S“, tedy „super“. Potřeba dalšího zvyšování přenositelného točivého momentu na jednu či druhou poloosu totiž vyústila v přepracování jednotky v oblasti kuželového diferenciálu, který byl nově nahrazen planetovým čelním diferenciálem. Jeho korunové kolo je spojeno s klecí diferenciálu, unašeč s dvojicí satelitů je spojen s levou poloosou a centrální kolo je spojeno s poloosou pravou [26]. Spojky teď přes vložené převody spojují pravou poloosu přímo s poloosou levou, čímž je zajištěn větší rozdíl točivých momentů, než je tomu u systému AYC. U něj se přídatný točivý moment ze spojek dělí skrze klec na oba výstupy. Systém má drobnou nevýhodu, která tkví v nestejně velikosti rozdílů točivých momentů pro levou a pravou spojku, což je dáno použitím planetové převodovky. I přesto je však dosaženo o 1,8 x většího přenositelného momentu při srovnání s původním AYC systémem [22]. Schéma je viditelné na Obr. 22b.



Obr. 22 Schéma systémů a) AYC a b) S-AYC [22]

3 ZPŮSOBY MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK DIFERENCIÁLŮ

Diferenciál je součástí hnacího ústrojí vozidla, které se obecně nachází mezi motorem a hnacími koly vozu. Diferenciály s omezovacím účinkem jsou doménou závodních a terénních vozidel, jejich počet a umístění ve vozidle se tedy liší v závislosti na koncepci pohonu vozidla. Při klasické koncepci (motor vpředu, pohon zadních kol) se diferenciál nachází samostatně v zadní části vozu, je tedy z hlediska měření charakteristik nejvíce vhodný, neboť nabízí velmi dobrý montážní přístup a kontrolu samostatné olejové náplně. Ostatní koncepce již mají více omezení: U koncepce typu „transaxle“ je před vstup diferenciálu vřazena do společné skříně převodovka, podobně jako u koncepce s motorem vzadu a pohonem zadních kol. Koncepce s motorem vpředu uloženém napříč (vzhledem k podélné ose vozidla) a předním náhonem navíc dochází k úhlové změně vstupní hřídele převodovky. U pohonů všech čtyř kol se používají dva nápravové diferenciály (spojované spojkami), případně je systém doplněn o třetí mezinápravový diferenciál, který se nachází u motorů uložených napříč zpravidla v převodové skříni, u motorů uložených podélně může být umístěn i samostatně.

Zkoušky hnacích ústrojí a jeho jednotlivých částí se provádí za účelem zjištění účinnosti, vibroakustických vlastností, spolehlivosti, životnosti, pevnostní únosnosti, vlivu na mazací prostředky, klimatické změny apod. Zkoušky lze provádět v přesných laboratorních podmínkách, případně v silničních podmínkách. V laboratorních podmínkách se jednotlivé součásti převodového ústrojí testují často na zkušebních stavech k tomu určených, přičemž se snažíme vnějšími podmínkami a vstupy co nejvíce přiblížit podmínkám provozním, případně lze vystavit testované zařízení různým krajním podmínkám provozu. V silničních podmínkách poté vyšetřujeme funkci ústrojí jako celku [27].

Měřicí zařízení můžeme obecně rozdělit do následujících skupin [27]:

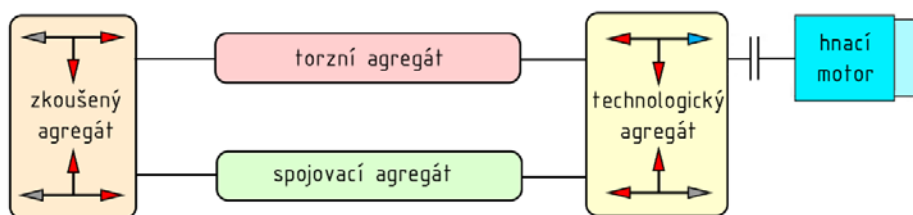
- s uzavřeným silovým okruhem (práce s předpětím),
- s otevřeným silovým okruhem (přímé zatížení),
- s dynamickým zatížením (elektrohydraulické pulsátory),
- se zatížením od setrvačných sil (stavy se setrvačníky).

Rozdíl mezi těmito stavy je s ve způsobu nakládání energie, kterou dodáváme do měřicího řetězce. Pro náš účel měření charakteristik a přechodových stavů samosvorných diferenciálů se budeme věnovat porovnání prvních dvou skupin.

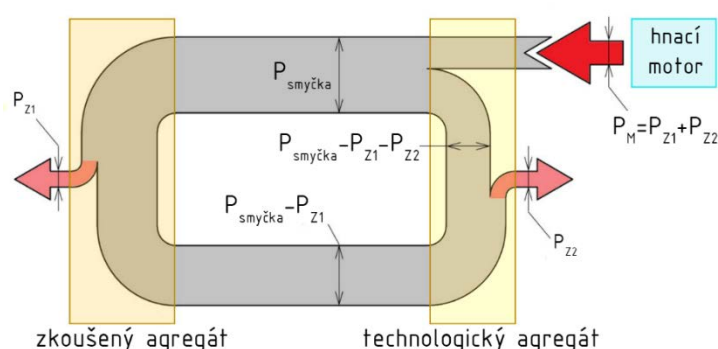
3.1 ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ S UZAVŘENÝM SILOVÝM OKRUHEM

Zařízení s uzavřeným silovým okruhem pracuje s cirkulací výkonu, přičemž spotřebovaná energie slouží pouze na pokrytí výkonových ztrát celého zařízení. Provozní zatížení je zde realizováno tzv. předpínacím členem, který je umístěn v řetězci mezi technologickým (pomocným) agregátem a zkušebním agregátem, viz Obr. 24. Nejjednodušší člen, kterým lze systém předepnout, je spojení těchto agregátů za pomoci dvou hřídelových přírub, vzájemně zajištěných proti pootočení. Tento člen je předepnut již při zastaveném stavu před začátkem zkoušky a jeho předepnutí v provozu nelze změnit. V případě potřeby plynulé změny předpětí se používají hydraulické předpínací spojky. Jako technologické a zkušební agregáty je třeba použít diferenciály se stejnými převodovými poměry, tedy aby vstupní a výstupní otáčky diferenciálů byly shodné. Diferenciály jsou použity buď ve čtveřici (zapojené do smyčky), příp.

ve dvojici (propojené vstupy hřídelí, řemenem). Blokové schéma zařízení s naznačenými vstupy a výstupy diferenciálů lze vidět na Obr. 24.



Obr. 23 Blokové schéma zkušebního zařízení s uzavřeným silovým okruhem

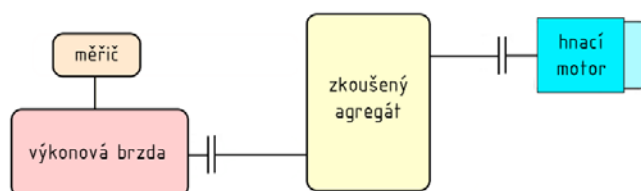


Obr. 24 Energetická smyčka zkušebního zařízení s uzavřeným silovým okruhem [28]

Z principu je tato koncepce zařízení vhodná pro dlouhodobé zkoušky opotřebení a životnosti komponentů diferenciálů, jelikož je energeticky úspornější než stavy s otevřeným silovým okruhem. Hnací motor o výkonu P_M zde musí krýt pouze ztrátový výkon P_Z , který bývá řádově 15 až 20 % zkušební výkonu [28]. Energetickou smyčku lze vidět na Obr. 23. Z hlediska nemožnosti použití pouze jednoho diferenciálu a zatěžování jeho obou výstupů není tato metoda pro měření svorných charakteristik diferenciálů příliš vhodná.

3.2 ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ S OTEVŘENÝM SILOVÝM OKRUHEM

Tento typ zkušebního stavu pracuje s jednosměrným silovým i energetickým tokem. Energie přiváděná z hnacího motoru je vedena přes zkoušený agregát na výkonovou brzdu, kde je mařena v podobě tepla. Schéma zařízení lze vidět na Obr. 25. Zařízení je tedy mnohem energeticky náročnější než předchozí varianta, nehledě na výkonovou náročnost hnacího motoru i výkonové brzdy, které musí být dimenzovány na stálý, často i dlouho prováděný zkušební výkon. Tato zařízení jsou tedy poměrně ne hospodárná a často náročná na zástavbu, existují však varianty, které svými benefity předčí zmíněné nevýhody. Různé varianty budou v následujících podkapitolách detailněji popsány a porovnány.



Obr. 25 Blokové schéma zařízení s otevřeným silovým okruhem

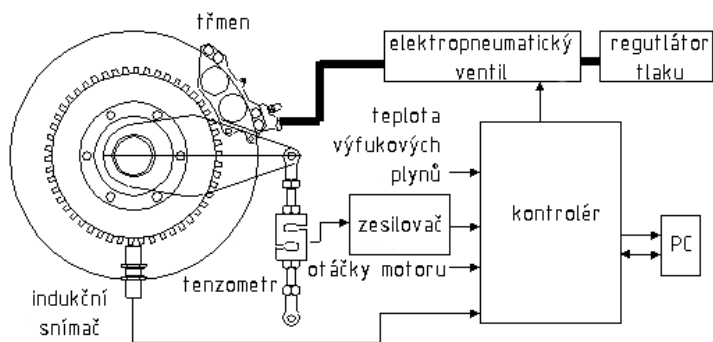
3.2.1 TŘECÍ VÝKONOVÁ BRZDA

Maření energie pomocí tření kontaktních ploch je jednou z nejjednodušších metod. Již v roce 1821 byla vyvinuta francouzským fyzikem Gaspardem de Pronym tzv. Pronyho brzda. Jedná se o typ lanové brzdy, který funguje na bázi předpínání lana nebo pásu, který přes rotační buben nebo plochou řemenici interaguje se zkoušeným agregátem. Pás je oběma konci připojen skrze siloměry k základně s předpínacím šroubem. Při předepnutí pásu dochází ke generování třecího momentu, což zaznamenají siloměry, na kterých se hodnota sil zvětší (u jednoho více, v závislosti na směru otáčení hřídele agregátu). Z rozdílu sil, poloměru rotačního bubnu, úhlu opásání pásu a otáček agregátu při zátěži dokážeme vypočítat mařený výkon. V závislosti na konstrukci, použitých třecích materiálech a chlazení dokáže krátkodobě mařit výkony v řádech desítek kilowattů [31]. Konstrukce je viditelná na Obr. 26.



Obr. 26 Pronyho třecí brzda [32]

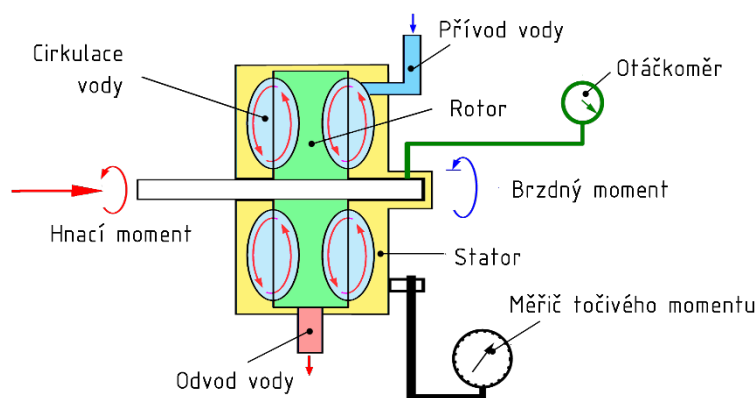
Další konstrukční variantou třecích brzd může být použití automobilových brzd. Jejich použití je výhodné především z hlediska ceny, dostupnosti a poměrně jednoduchého ovládání. Schéma celého měřicího řetězce je viditelné na Obr. 27. Při návrhu můžeme vycházet z orientačního odhadu, který nám říká, že brzdový systém vozidla musí při krizovém brzdění absorbovat zhruba trojnásobek výkonu motoru automobilu. Takový výkon je však díky extrémnímu zahřátí brzdy k dispozici omezenou dobu. Z tohoto důvodu se brzda hodí pouze ke krátkodobým měřením charakteristik a pro méně výkonné agregáty. Brzdný moment je, podobně jako u pásové brzdy, závislý na poloměru kotouče, součiniteli tření a přitlačné síle pístků na třecí obložení (resp. kotouč), řízené elektropneumatickým okruhem [33].



Obr. 27 Kotoučové třecí brzda [33]

3.2.2 VODNÍ VÝKONOVÁ BRZDA

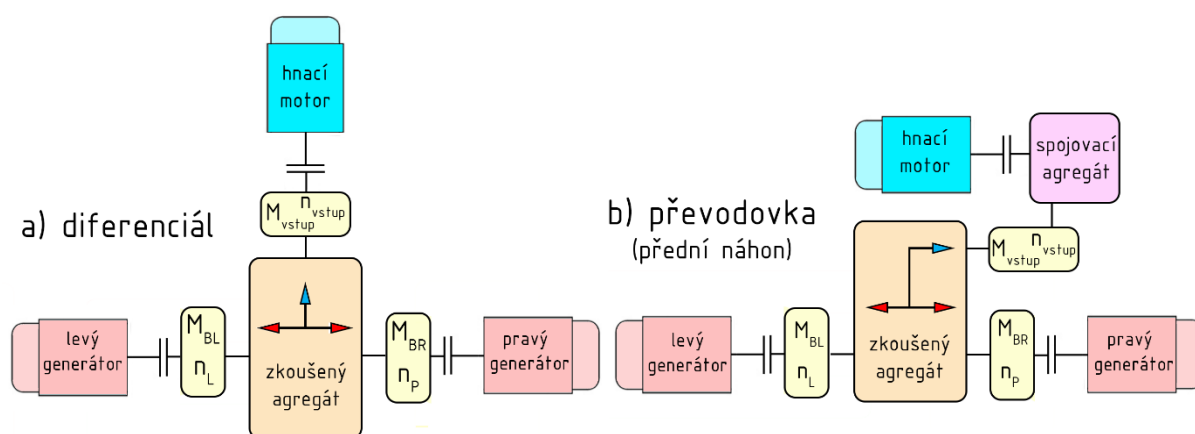
U těchto typů brzd se pohybová energie dodaná hnacím agregátem mění v teplo díky vnitřnímu tření částic, a to buď kapaliny (hydraulické vodní brzdy), nebo plynu (vzduchové brzdy). Brzdňý moment je zde přibližně úměrný čtveřici otáček rotoru brzdy. Vodní brzda se skládá z lopatkového rotoru, který je pevně spojen s hřídelí volně otočnou na ložiskách a spojenou se zkoušeným agregátem, a statoru, který má také tvar lopatek. Voda se přes přívod a otvory ve statorových lopátkách dostává do vířivých komor. Otáčející se rotor začne urychlovat a vířit vodu v komorách, přičemž dochází k zahřívání vody a tím i disipaci energie. Ohřátá voda poté vytéká mezerami mezi státorem a rotorem. Točivý moment se tedy díky vodnímu médiu přenáší z rotoru na stator, který je uložen jako výkyvné těleso. Díky tomu lze zachycovat brzdňý moment, většinou přes soustavu rameno – siloměr. Nevýhodou zařízení je obtížnější regulace brzdňého momentu, který je závislý na stupni naplnění vířivých komor [27]. Aby však nedocházelo k přehřívání vody (tvorba par, vodního kamene, kavitace), musí být voda neustále vyměňována a velikost brzdňého momentu se tak řídí většinou škrcením vstupních a výstupních ventilů čerpané kapaliny. Další nevýhodou je chlazení vody, kdy musíme pracovat buď s otevřeným okruhem a vysokou spotřebou vody, nebo s uzavřeným okruhem, kde musíme zajistit chlazení vody v okruhu přes tepelný výměník [30].



Obr. 28 Schéma vodní výkonové brzdy [30]

3.2.3 ELEKTROMOTOROVÁ VÝKONOVÁ BRZDA

Jedním z velmi zajímavých řešení absorpce energie ze zkoušeného agregátu je použití asynchronních elektromotorů v hnacím a generátorovém režimu, které jsou součástí nejmodernějších testovacích stavů. Pro dosažení podobných zátěžných podmínek zatížení agregátu (v našem případě diferenciálu) je hnací spalovací motor nahrazen asynchronním elektromotorem s parametry podobnými, jaké měl původní agregát. Brzdňý moment na výstupech diferenciálu je poté generován dvojicí menších asynchronních motorů, které běží v generátorovém režimu, a umožňují tak poměrně přesnou simulaci jízdního zatížení [28]. Zkušební stav také umožňuje opačné zapojení elektromotorů, což umožní např. simulaci jízdy z kopce. Nespornou výhodou tohoto systému elektromotorů je možnost zapojení všech tří motorů do energetické smyčky, díky které je možné využít brzdňou energii z generátorů pro pohon hnacího elektromotoru. Elektrická síť poté kryje pouze energetické ztráty [34]. Tyto stavy tedy poskytují jakýsi kompromis mezi otevřeným a uzavřeným cyklem a pro své výhody se hojně využívají v testovacích stavech převodovek a diferenciálů. Je vhodný pro měření vibrací, hluchosti, životnosti i různých zátěžných režimů [28]. Nevýhodou je vysoká pořizovací cena elektromotorů a horší univerzálnost, jelikož je testovací stav navrhován často pro jeden typ zkoušených agregátů. Dvojí uspořádání stavu lze vidět na Obr. 29.

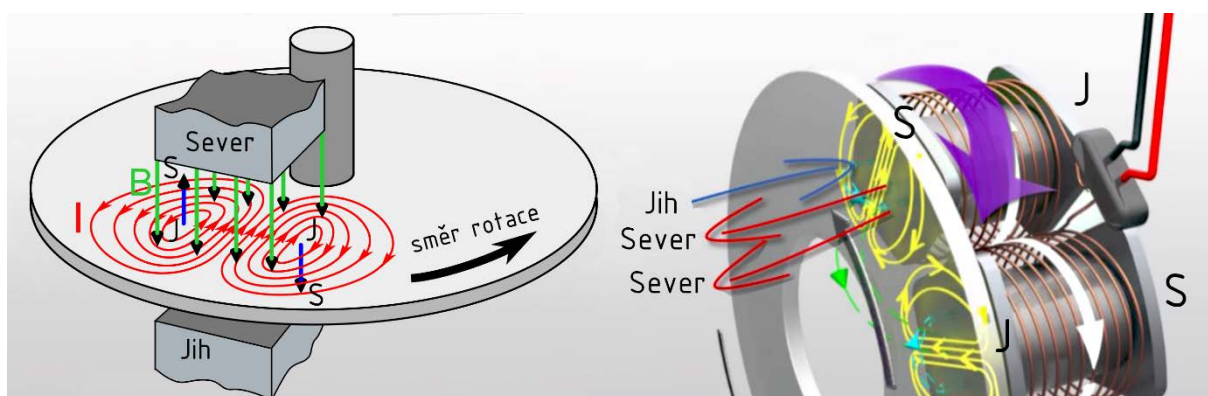


Obr. 29 Uspořádání zkušebního stavu s elektromotory vzhledem ke zkoušenému agregátu

3.2.4 ELEKTROMAGNETICKÁ VÍŘIVÁ BRZDA

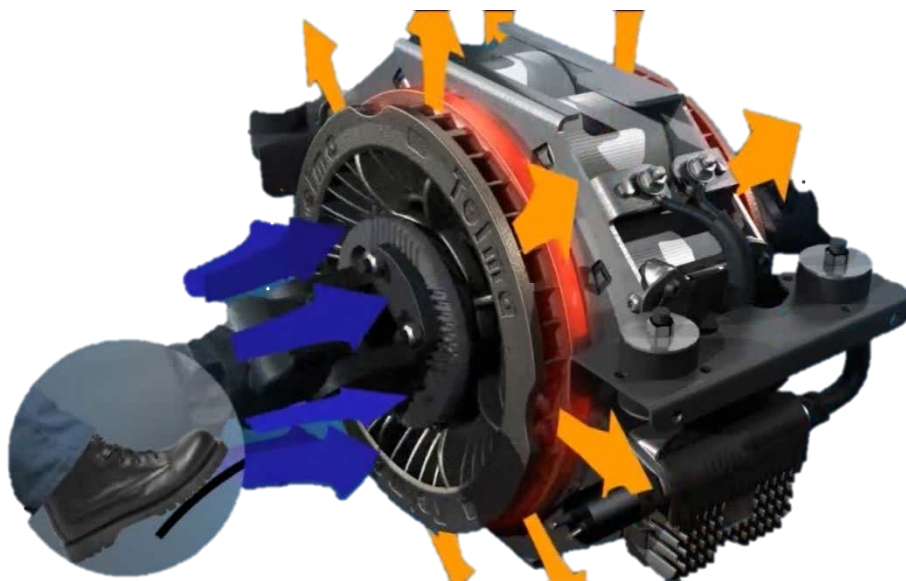
Mezi další přijatelné řešení maření energie zkoušeného agregátu se řadí také vířivé brzdy. Jsou složeny ze dvou hlavních částí, a to statoru a rotoru. Brzdy lze rozdělit dle způsobu chlazení na vodou chlazené, kde je rotor umístěn ve středu brzdy a obklopen státorem s cívkami a chladicími kanály, a vzduchem chlazené, které mají rotory umístěné po stranách a slouží zároveň jako ventilátory. Výkyvně uložený stator je tvořen především sérií budících cívek. Vzhledem k použití vzduchem chlazeného typu brzdy v konstrukční části této diplomové práce bude pro úplné pochopení funkce vířivé brzdy v následujících řádcích vysvětlena její fyzikální podstata [36]. Celý popis se bude vztahovat k Obr. 31, který znázorňuje odlišná konstrukční uspořádání, fyzikální princip však zůstává zachován.

Základem statoru jsou cívky s jádrem z magneticky měkké oceli, které tvoří dočasné magnetické pole. Cívky jsou po obvodu statoru uloženy tak, aby se severní a jižní strany navzájem střídaly, což vede při buzení cívek stejnosměrným proudem k magnetickému toku mezi sebou, viz Obr. 31. Rotor je tvořen nemagnetickým, dobře vodivým materiálem, který tvoří uzavřený obvod. Faradayův zákon elektromagnetické indukce nám říká, že změnou magnetického indukčního toku dojde v uzavřeném elektrickém obvodu ke vzniku napětí. V důsledku otáčení rotoru tedy dochází ke vzniku vířivých proudů (I , červené šipky) právě díky změně magnetického toku (B , zelené šipky). Lenzův zákon má následující přesné znění: „Indukovaný elektrický proud v uzavřeném obvodu má takový směr, že svým magnetickým polem působí proti změně magnetického indukčního toku, která je jeho příčinou.“ Na Obr. 31 lze vidět, že mají vířivé proudy navzájem opačný směr toku proudu. Aplikací Ampérova pravidla pravé ruky zjistíme, že vířivé proudy nalevo generují magnetické pole navzájem odpuzivé, jenž „brání“ rotaci kotouče. Vířivé proudy napravo poté generují magnetické pole navzájem přitažlivé, které „nutí“ kotouč setrvat poblíž magnetického indukčního toku. Těmito reakcemi vzniká brzdný moment rotoru vůči statoru [35]. Tuto situaci si lze představit blíže na příkladu s magnetem a zavěšenou měděnou cívkou s uzavřeným obvodem, kdy při přiblížení magnetu dochází k odpuzení cívky (magnetické toky nesouhlasného směru), při oddálení magnetu poté dochází k přitahování cívky (magnetické toky souhlasného směru).



Obr. 31 Fyzikální princip vířivé brzdy v různém konstrukčním uspořádání [37]

Průchodem proudu vodičem (v našem případě rotorem s nízkým elektrickým odporem) vznikají tepelné ztráty, proto jsou tyto vířivé proudy ztrátové. Proto jsou rotory současně modelovány jako radiální ventilátory, které odvádí mařené teplo. Tato situace je zachycena na Obr. 30. Regulace brzdného momentu se realizuje pomocí regulovatelného proudového zdroje, jelikož ztráty vzniklé vířivými proudy jsou závislé na frekvenci a magnetickém toku [37]. Brzdný moment je poté díky výkyvně uloženému statoru možné měřit pomocí tenzometrického snímače síly. Mezi výhody těchto brzd lze zařadit konstrukční jednoduchost, dobrou přesnost, životnost a schopnost chlazení vzduchem, což snižuje nároky na složitost chladicího systému. Hojně se tedy používají coby pomocné brzdné retardéry především u nákladních vozidel a autobusů. Nevýhodou těchto je poté především ne hospodárnost s energií a její obrovská nárazová disipace, která u vzduchem chlazených brzd znemožňuje jejich dlouhodobé zatížení. Vířivé brzdy také nemohou z principu generovat brzdný moment při nulových otáčkách a jejich momentová charakteristika je značně nelineární [27]. I tak byl tento typ brzdy použit při konstrukčním návrhu s cílem využití jejich jedinečných výhod a co největší potlačení jejich nevýhod.



Obr. 30 Průtok vzduchu rotory elektromagnetického vířivého retardéru Telma [38]

4 POHONY ZKUŠEBNÍCH STAVŮ

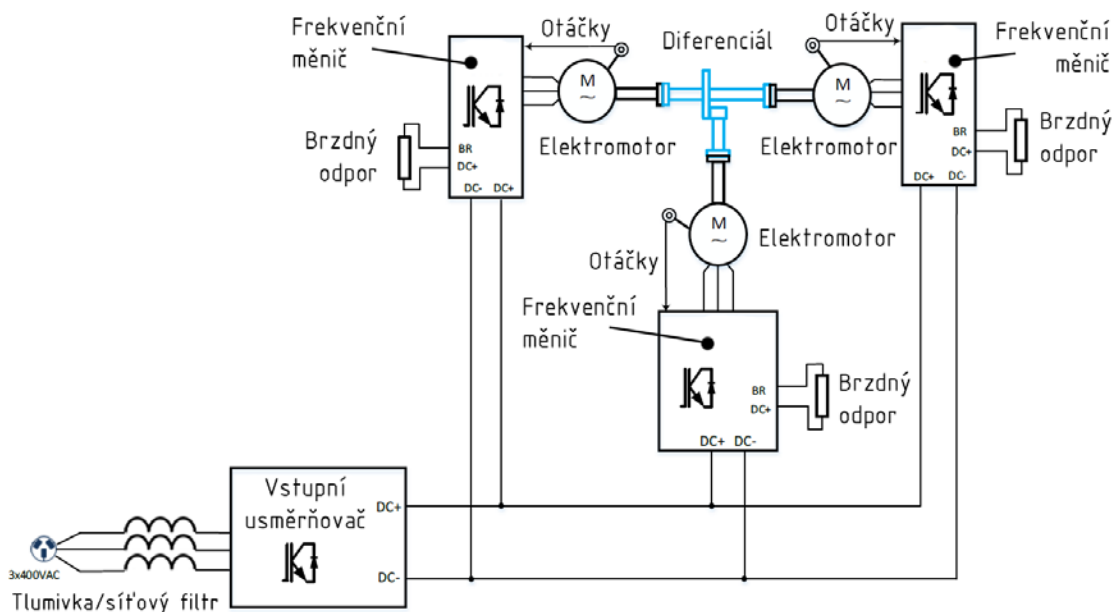
V předchozí kapitole byly popsány rozličné způsoby maření energie zkoušeného agregátu. Neméně důležitou položkou pro přesné měření zátěžových charakteristik je dodávka energie, resp. točivého momentu a otáček do zkoušeného agregátu. Z praktického hlediska máme výběr zúžený na dvě hlavní položky – použití spalovacího motoru nebo elektromotoru. Následující podkapitoly se tedy budou zabývat popisem a zejména porovnáním výhod a nevýhod obou pohonných agregátů.

4.1 POHON ELEKTROMOTOREM

Pro věrné simulování provozních podmínek, kterým bude zkoušený agregát vystaven, je zapotřebí obstarat takový elektrický pohon, který dokáže plně nahradit spalovací agregát vozidla. Za vhodnou náhradu lze považovat motory synchronní a asynchronní. Pro řízení otáček obou typů motorů se používá frekvenční měnič, ten však nabízí u asynchronních motorů dosažení lepších dynamických parametrů, dovolí tedy bližší přiblížení se charakteristikám spalovacích motorů [28].

Pro vznik točivého momentu na hřídeli spojené s rotorem používá asynchronní motor točivé magnetické pole. Toto pole vzniká po průchodu střídavého napětí statorem a indukuje tak elektrický proud v rotoru, který vyvolává magnetický tok, který je spřažen se statorem. Díky přenosu energie indukci tak není potřebné žádné spojení statoru s rotorem, dochází zde však ke skluzu, což znamená, že rychlost otáčení rotoru je o něco nižší než rychlost statoru. Regulace otáček je možná změnou skluzu, počtem párových pólů a kmitočtem napájecího napětí. První dvě varianty regulace nejsou příliš vhodné, jelikož změnou skluzu výrazně klesá účinnost motoru a změnou počtu pólů dosáhneme pouze skokové změny otáček. Regulace frekvenčním měničem však dosáhla v posledních letech velkého pokroku, proto je její použití velmi výhodné. Moderní frekvenční měniče umožňují vektorové řízení magnetického toku, což znamená, že kromě velikosti magnetického toku lze řídit i jeho směr. To vede k plynulé změně otáček při jakémkoliv zatížení a režimu práce, umožňuje také generování momentu i v oblasti nulových otáček [39]. Regulace motoru je možná otáčkovou a momentovou regulací, přičemž momentová regulace je pro zkoušení diferenciálů a převodových skříní výhodnější, zejména z hlediska dovoleného zatížení zkoumaného agregátu. Pro správnou regulaci musí být také zajištěna zpětná vazba na otáčky a generovaný točivý, případně brzdový moment. Při regulaci je třeba myslet také na rozdílný moment setrvačnosti elektromotoru a spalovacího motoru [28].

Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách, asynchronní motory lze za pomoci frekvenčních měničů používat také v generátorovém brzděném režimu, přičemž frekvence otáčení rotoru musí být vyšší než frekvence otáčení magnetického pole statoru. Pokud motory ve zkušebním řetězci doplníme o frekvenční měniče spojené do společné stejnosměrné sítě, dochází k rekuperaci energie a k výraznému snížení disipace energie do okolí. Pokud nebude využita generovaná energie k pohonu, je nutné ji zmařit v teplo, k čemuž slouží brzděné rezistory. Rozvodná síť musí obsahovat hlavní tlumivku a také tlumivky mezi elektromotory a frekvenčními měniči, které potlačují přetěžování výstupů měniče na základě problémů s kapacitní složkou impedance kabelů a omezují také vyzařování rušivých napětí [34]. Schematický řetězec rozvodné sítě řízení motorů je uveden na Obr. 32.



Obr. 32 Řetězec rozvodné sítě pro rekuperaci energie [34]

4.2 POHON SPALOVACÍM MOTOREM

Pro pohon zkoušeného agregátu lze použít také spalovací motor. První možností je zástavba univerzálního spalovacího motoru do testovacího stavu, která sebou nese velká úskalí, jelikož je nutné zajistit přítomnost veškerých okolních periférií, jako např. přívod, příprava a chlazení paliva, odvod spalin, konstrukce vodního a olejového chladicího okruhu a elektronická regulace všech systémů. Z důvodů konstrukční náročnosti není tato volba příliš vhodná a používá se pouze na motorových zkušebnách. Pro eliminaci těchto nevýhod je tedy vhodné coby pohonu testovaného agregátu použití celého vozidla, přičemž brzdění agregátu lze realizovat dvojím způsobem: Zatížením hnané nápravy pomocí válcové brzdy nebo použitím brzděného nábojového zařízení. Zmíněný druhý způsob brzdění je výhodnější a přesnější, jelikož nemusíme počítat s problematickým kontaktem pneumatiky a válce (tzv. skluz), obtížně měřitelný je rovněž proměnný ztrátový výkon, který je generován tímto kontaktním třením a aerodynamickými účinky rotujících kol. Měření výkonu vozidla se u nábojových zařízení provádí většinou elektromagnetickou vířivou brzdou (např. zařízení ProHub od firmy Mainline), u dražších zařízení jsou použity elektromotory s možností simulace setrvačnosti vozidla (např. zařízení Energy od firmy Rototest). Nábojová zařízení lze vidět na Obr. 33



Obr. 33 Nábojové zařízení firmy Dynomite [47]

Použití této varianty je doprovázeno podmínkami, které je třeba dodržet. Aby bylo měření vstupního výkonu od motoru co nejpřesnější, musí být motor pro opakovatelnost měření vystaven přibližně stejným atmosférickým podmínkám. Pro měření výkonů motoru a akurátnost naměřených výsledků je v České republice platná norma ČSN 30 2008, ze které budou vypíchnuty nejdůležitější body [40]:

- Teplota a tlak nasávaného okolního vzduchu má být co nejbližší referenčním podmínkám, aby byl korekční součinitel co nejmenší.
 - Zkouška může být provedena v místnosti s jednotkou pro úpravu vzduchu.
- Teplota paliva, které vstupuje do karburátoru nebo vstřikovacího čerpadla musí být v rozmezí udávaném výrobcem.
- Zkouška musí být provedena s palivem a olejem předepsaným výrobcem.
- Teplota chladicí kapaliny a teplota oleje musí být udržována v rozmezí, které stanovuje výrobce.
 - Pokud není stanoveno rozmezí musí se udržovat teplota chladicí kapaliny mezi 75 °C – 85 °C a teplota oleje mezi 80 °C – 100 °C.
- Teplota výfukových plynů nesmí být větší než hodnota předepsaná výrobcem
- K dodržení teplot se může použít externí chladicí soustava.
- Počet otáčkových hladin musí být dostatečný k sestrojení charakteristiky úplného tvaru v celém rozsahu otáček.

Tato norma také určuje minimální přesnost měřicích zařízení, která je shrnuta v Tab. 1.

Tab. 1 Minimální přesnost měřených hodnot daných veličin [40]

Měření hodnot veličiny	Minimální přesnost	Měření hodnot veličiny	Minimální přesnost
Točivý moment	$\pm 0,5 \%$	Teplota plynu (plynové motory)	$\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Otáčky klikové hřídele	$\pm 0,5 \%$	Teplota výfukových plynů	$\pm 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Spotřeba paliva	$\pm 1 \%$	Tlak oleje	$\pm 20 \text{ kPa}$
Teplota nasávaného vzduchu	$\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Tlak výfukových plynů	$\pm 3 \%$
Teplota chladicí kapaliny	$\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Úhel předstihu zapalování nebo vstřiku	$\pm 1^{\circ}$ otočení K.H.
Teplota oleje	$\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Podtlak v sání nebo plnicí tlak	$\pm 50 \text{ Pa}$
Teplota paliva	$\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Barometrický tlak	$\pm 200 \text{ Pa}$

5 NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ

Při vlastním návrhu zařízení pro testování samosvorných diferenciálů bylo nejprve zapotřebí analyzovat a definovat vstupní informace a parametry. Vzhledem k tomu, že není definováno příliš podmínek ze strany zadavatele práce, je třeba počítat s velkou variabilitou a univerzálností zařízení. V předchozích kapitolách byly nastíněny různé typy pohonů a brzd, z nichž byly vybrány dva vhodné typy: Elektromotory a vířivé brzdy.

5.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Zkušební zařízení by mělo umožňovat testování samosvorných diferenciálů klasické koncepce (uložených samostatně, případně v tuhé nápravě) a koncepce „vše vpředu“, příp. „vše vzadu“ (uložených ve společné skříni s převodovkou). Zařízení by mělo být kompromisem mezi cenou, hmotnostními a zástavbovými parametry, nehledě na přesnost měření zátěžových charakteristik.

Pro zjištění maximálních otáček a točivých momentů byla provedena analýza na vozidle Citroën DS3 R3 2011. Tento závodní rallye speciál byl coby referenční vůz pro určení vstupních hodnot vybrán pro svůj velký výkon agregátu, přítomnosti převodovky s kratšími převody a samosvorného lamelového diferenciálu na poháněné přední nápravě s možností osazení třech různých stálých převodů v závislosti na profilu závodní trati.

5.1.1 PŘEVODOVÉ POMĚRY HNACÍHO ÚSTROJÍ

Na základě počtu zubů zabírajících dvojic ozubených kol a různých poměrů stálého převodu jsou v Tab. 2 vypočítány celkové převodové poměry pro jednotlivé rychlostní stupně [41]:

Tab. 2 Převodové poměry převodovky 3MO z vozu Citroën DS3 R3 2011 [41]

Převodová část				Celkový převodový poměr i_c		
Převodový stupeň	Počet zubů Z_1	Počet zubů Z_2	Převodový poměr i	Krátký převod	Střední převod	Dlouhý převod
1.	12	35	2,9167	9,6615	9,0931	8,5677
2.	15	32	2,1333	7,0667	6,6510	6,2667
3.	17	29	1,7059	5,6507	5,3183	5,0110
4.	17	25	1,4706	4,8713	4,5848	4,3199
5.	19	25	1,3158	4,3586	4,1022	3,8651
6.	19	23	1,2105	4,0099	3,7740	3,5559
R. / Z.	14	26	1,8571	6,1518	5,7899	5,4554
Rozvodová část						
Krátký př.	16	53	3,3125			
Střední př.	17	53	3,1176			
Dlouhý př.	16	47	2,9375			

5.1.2 MAXIMÁLNÍ VÝSTUPNÍ OTÁČKY A TOČIVÝ MOMENT

Turbodmychadlem přepínaný agregát vybraného vozu disponuje maximálním výkonem **157 kW** při 5250 min^{-1} , točivým momentem **350 Nm** při 3000 min^{-1} a omezovačem otáček při 6300 min^{-1} . Vzhledem k Tab. 2 byly vypočteny následující výstupní hodnoty:

Tab. 3 Výstupní hodnoty vzhledem k výkonu a převodům vozu

Maximální točivý moment [Nm]				Jmenovité otáčky [min^{-1}]			Maximální otáčky [min^{-1}]		
Převodový stupeň	Krátký převod	Střední převod	Dlouhý převod	Krátký převod	Střední převod	Dlouhý převod	Krátký převod	Střední převod	Dlouhý převod
1.	3382	3183	2999	311	330	350	652	693	735
2.	2473	2382	2193	452	451	479	892	947	1005
3.	1978	1861	1754	531	564	599	1115	1185	1257
4.	1705	1605	1512	616	654	694	1293	1374	1458
5.	1525	1436	1353	688	731	776	1445	1536	1630
6.	1403	1321	1245	748	795	844	1571	1669	1772
R. / Z.	2153	2026	1909	488	518	550	1024	1088	1155

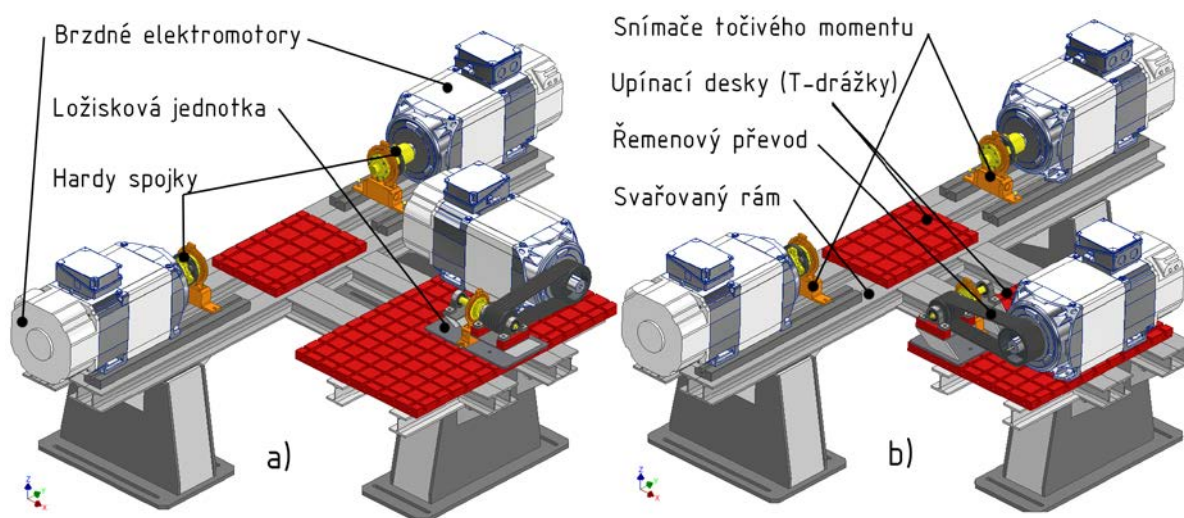
Z Tab. 3 vyplývá, že pro první čtyři rychlostní stupně dosahuje výstupní točivý moment vysokých hodnot při poměrně nízkých otáčkách, pro zkoušení agregátů s převodovkou je tedy rozumný test při předposledních a posledních rychlostních stupních, u kterých dojde k poklesu výstupního točivého momentu a zvýšení otáček, což je žádoucí pro efektivní práci elektromotorů a brzdných zařízení. U vyšších rychlostních stupňů se navíc hodnota převodového poměru blíží k číslu 1 ($i \rightarrow 1$), což vede k přiblížení se situaci testování diferenciálu bez předřazené převodovky (z hlediska momentových a otáčkových charakteristik na vstupu diferenciálu, ztrátový moment převodové skříně však zůstává). **Směrodatné hodnoty**, se kterými budeme při návrhu dále pracovat, jsou v Tab. 3 červeně a tučně zvýrazněny.

Je třeba mít na paměti přepínání vybraného agregátu turbodmychadlem a obecně „kratší“ převody z důvodu závodního nasazení, pro atmosférické agregáty spřažené s „delšími“ převody mohou být maximální otáčky až o 700 min^{-1} vyšší (hrubý orientační výpočet).

5.2 PRVNÍ NÁVRH TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Z rešeršní kapitoly 3 se jako nejvhodnější jeví zařízení s otevřeným silovým okruhem s energetickými parametry uzavřeného silového okruhu, z čehož vyplývá použití výhradně asynchronních motorů uložených v testovacím stavu. Uspořádání stavu je podobné jako na Obr. 29. Vlastní 3D návrh zařízení ve dvou konfiguracích je poté možno vidět na Obr. 33, který byl inspirován [28]. Testovací stav se skládá ze svařeného pevného rámu tvaru T, tvořeného nosníky typu HEB a ocelovými deskami, na kterém jsou našroubovány dvě upínací desky a dvě lišty s T-drážkami. Na bocích rámu jsou uloženy hnané elektromotory, přičemž každý z nich je před vstupní hřídelí osazen měřičem točivého momentu a hardy spojkou. Elektromotory jsou uloženy na lištách s drážkami, které umožňují axiální posuv v závislosti na rozměrech a typu zkoušeného agregátu. Tento agregát by se nacházel ve střední části rámu, kde by byl přes

vyrobené držáky pevně uchycen k upínací středové desce. Hnací elektromotor je poté uložen před vstupem testovacího agregátu, přičemž jeho orientace je závislá na typu agregátu (převodová skříň má vstupní hřídel rovnoběžnou s výstupy, samostatný kuželový diferenciál má vstupní náboj orientovaný kolmo k výstupům). Z tohoto důvodu je nutné zajistit otáčení směru elektromotoru, což nám opět umožní upnutí motoru na desku s T-drážkami. Z důvodů zástavbových rozměrů a eventuálním zvýšení otáček motoru je vhodné zvolit spojovací zařízení, které nám umožní přenos energie z hnacího elektromotoru na vstup zkoušené převodovky, např. pomocí dostatečného počtu silných řemenů, příp. úhlové převodovky, přičemž řemenové spojení může sloužit také jako pojistný člen při překročení maximálního únosného výkonu zkoušeného agregátu, nehledě na útlum vibrací.



Obr. 34 První návrh zkušebního stavu: a) Konfigurace pro samostatné diferenciály, převodovky s koncepcí „vše vzadu“; b) Konfigurace pro převodovky s koncepcí „vše vpředu“

Coby vstupní elektromotor nahrazující spalovací agregát byl vybrán motor Siemens Simotics řady 1PH8 s externím chlazením vzduchem, jako brzdící motory poté motory řady 1PH7284. Obě řady zastupují asynchronní motory s kotvou nakrátko, jejichž princip a nutnost použití byl vysvětlen v kapitole 4.1. Výtažek z jejich katalogových parametrů je možno vidět na Obr. 35. K snímání točivého momentu byly poté zvoleny snímače řady T10F od firmy HBM s měřicím rozsahem momentu do 5 kNm.

1PH8226		P_N [kW]	M_N [Nm]	I_N [A]	U_N [V]	f_N [Hz]	n_N [rpm]	M_{max} [Nm]	I_{max} [A]	n_{max} [rpm]	M_0 [Nm]	I_0 [A]	η	$\cos \varphi$	I_{μ} [A]
Y	ALM 400V	49.0	936.0	110.0	330	17.2	500	2,300	280.0	4,500	936.0	110	0.908	0.86	48.0
	BLM/SLM 400V	39.2	936.0	112.0	264	13.9	400	2,300	280.0	4,500	936.0	112	0.887	0.87	46.0
	ALM/BLM/SLM 480V	59.0	939.0	110.0	395	20.5	600	2,300	280.0	4,500	939.0	110	0.921	0.85	49.0
1PH8184		P_N [kW]	M_N [Nm]	I_N [A]	U_N [V]	f_N [Hz]	n_N [rpm]	M_{max} [Nm]	I_{max} [A]	n_{max} [rpm]	M_0 [Nm]	I_0 [A]	η	$\cos \varphi$	I_{μ} [A]
Y	ALM 400V	60.0	327.0	120.0	390	58.9	1,750	925	300.0	5,000	327.0	120	0.944	0.79	64.0
	BLM/SLM 400V	51.0	325.0	116.0	335	50.6	1,500	925	300.0	5,000	325.0	116	0.940	0.80	63.0
	ALM/BLM/SLM 480V	68.0	325.0	118.0	450	67.2	2,000	925	300.0	5,000	325.0	118	0.947	0.78	65.0

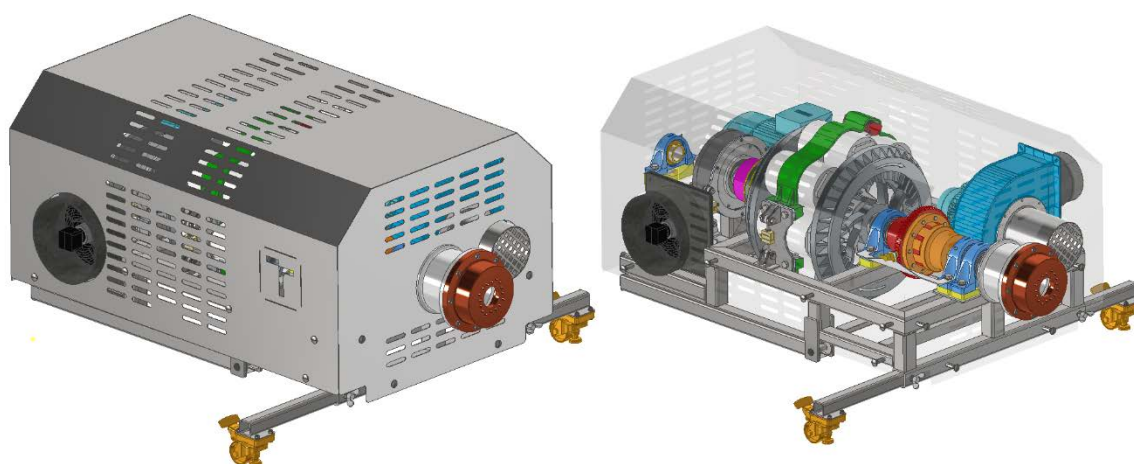
Obr. 35 Katalogové parametry zvolených motorů

Při zpracování tohoto návrhu však postupně došlo ke zjišťování nedostatků zejména co se týče univerzálnosti celého stavu. Pro uspokojení nároků na vstupní výkon by byl potřebný

elektromotor vysokého výkonu, což by se negativně odráželo v ceně a hmotnosti zařízení a vedlo k problémům s přenosem výkonu na vstupní hřídel, nehledě k potřebě odlišného zpřevodování při použití rozdílných agregátů. Pro každý typ zkoušeného agregátu by navíc musely být vyrobeny upínací přírubby pro uchycení agregátu k rámu a současně také přírubby pro vstup a výstup z agregátu, příp. i spojovací kloubové hřídele různých délek. Tyto nedostatky tedy značně snižují univerzálnost stavu, který je tak vhodný spíše pro zkoušení agregátů z úzkého druhového a typového spektra.

5.3 FINÁLNÍ NÁVRH TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

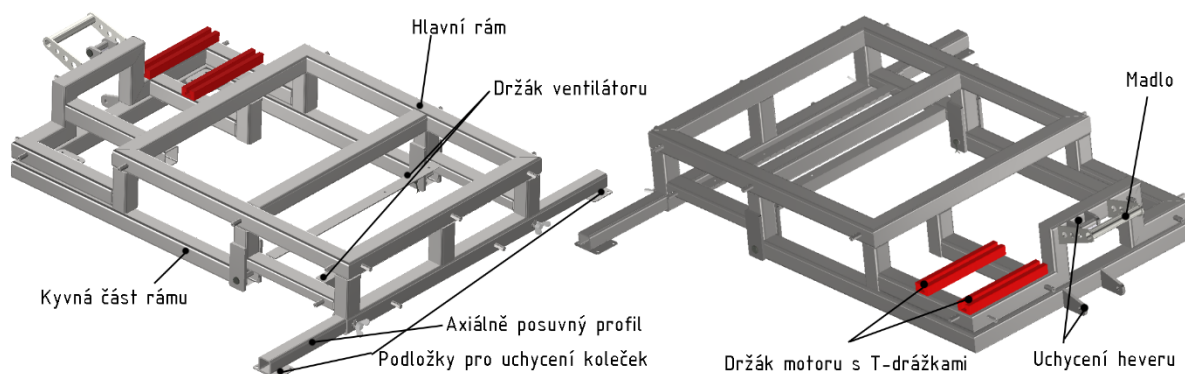
Potřeba kompaktnějšího, jednoduššího a univerzálnějšího zařízení s eliminací vstupních výkonových problémů si vyžádala kompletní přepracování návrhu. Byl opuštěn koncept pevného stavu s elektromotory, který byl nahrazen nábojovou jednotkou vybavenou elektromagnetickou vířivou brzdou s pomocnými periferiemi. Celá konstrukce je inspirována nábojovými jednotkami standardně určených pouze pro měření výkonu, zmíněných v kapitole 4.2. 3D sestavu navržené nábojové jednotky lze vidět na Obr. 36. V následujících podkapitolách budou popsány jednotlivé konstrukční celky, jejich účel a vlastnosti. Zároveň s tímto popisem bude také odhalován princip měření charakteristik. Částečná výkresová dokumentace je k dispozici v příloze P2, CAD model sestavy je k dispozici v příloze P9. Veškeré konstrukční práce byly prováděny v softwaru Autodesk Inventor 2020.



Obr. 36 3D sestava navržené nábojové jednotky

5.3.1 RÁM NÁBOJOVÉ JEDNOTKY

Základ nábojové jednotky tvoří svařovaný rám sestavený z čtvercových uzavřených profilů různých délek o průřezech 60x5 mm (dle ČSN 42 5720, materiálem je ocel S235JR), jejichž tvar a materiál zaručuje dobré svařitelnosti tupými nebo koutovými sváry. Pro snadnou manipulovatelnost je celý rám posazen na otočných zátěžových kolečkách a rám je zezadu osazen madlem. Dvojice předních koleček od výrobce Bosch Rexroth je osazena na axiálně posuvném profilu, který spolu s hmotností celé jednotky funguje jako „reakční páka“ vzhledem k brzděnému momentu, přičemž aretace tohoto profilu se vykonává skrze aretační křídlové šrouby, které fungují jako rozpěrné elementy. Tato kolečka mají únosnost 2300 N a funkci vysunutí pomocné nožky, která supluje nosnou úlohu kolečka, avšak neumožňuje volný pohyb stavu v přední části. Rám lze vidět na Obr. 37.



Obr. 37 Rámová svařená jednotka

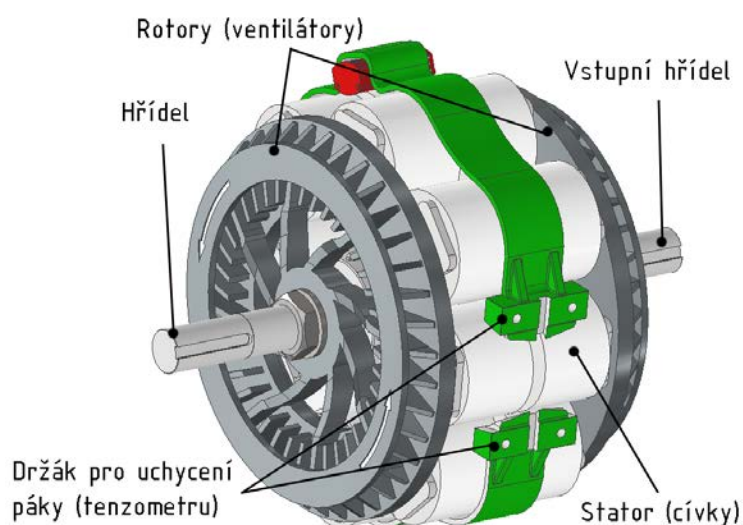
V úvahu je třeba také brát rozdílné nastavení odklonů jednotlivých vozidel. Zadní dvojité zátěžové kolečka o průměru 50 mm jsou uložena na kyvné části, která je otočná vůči pevné části skrze čepy. Každé kolečko může být vystaveno maximálnímu zatížení až 4500 N. Úhel výkyvu kyvné části vůči pevné části je možné nastavit skrze hydraulický zvedák (lidově zvaný „panenka“), který rozpírá axiálně otočné plošinky a tím mění úhel rozevření v závislosti na jeho zdvihu. Zvolený zvedák má nosnost 2 tuny a zdvih 80 mm, což znamená změnu úhlu čela vstupního náboje vůči kolmé zemi o $+ 3, 8^\circ$ (nevysunutý stav heveru, limitován rámem) až $- 2^\circ$ (vysunutý stav heveru včetně vyšroubovaného stavěcího šroubu, limitován zvedací výškou). Znaménka před úhly odpovídají kladným a záporným úhlům odklonu mezi svislou osou kola a svislou osou vozidla.

5.3.2 ELEKTROMAGNETICKÉ BRZDY

ELEKTROMAGNETICKÁ VÍŘIVÁ BRZDA KLAM™

Srdcem nábojové jednotky je elektromagnetická vířivá brzda od firmy KLAM™, se kterou byla navázána bližší spolupráce. Po konzultaci účelu měření a nastínění vstupních dat byl vybrán nejvýkonnější model s označením CFK – 500. Tento model se totiž jako jeden z mála na trhu dodává i pro jiné, než 12 V nebo 24 V zapojení (standardní palubní napětí nákladních vozidel a autobusů), jelikož se přímo dodává do nábojových jednotek pro měření výkonu motoru. V závislosti na zapojení cívek lze tedy cívky sytit napětím 96 V, příp. 192 V, což mnohonásobně snižuje proudové zatížení a tím i nároky na kabeláž a zdroj napětí. Standardně je tento retardér dodáván s hřídelem na obou koncích s průměrem 50 mm, z nichž hřídel pro vstup točivého momentu neodpovídala pevnostním podmínkám. Na základě komunikace s firmou byla zjištěna skutečnost pojednávající o možnosti individuální výroby hřídelů až do průměru 63 mm, čehož bylo při návrhu hřídele využito [42]. Bližší technické specifikace tohoto typu retardéru jsou k dispozici v příloze P3.

Retardér je skrze hřídele uložen na jednořadých kuličkových ložiskových jednotkách UCP 210 a UCP 212 od firmy SKF, které disponují statickou únosností C_0 až 23, resp. 36 kN, jejich dynamická únosnost C poté činí 35,1 až 52,7 kN.

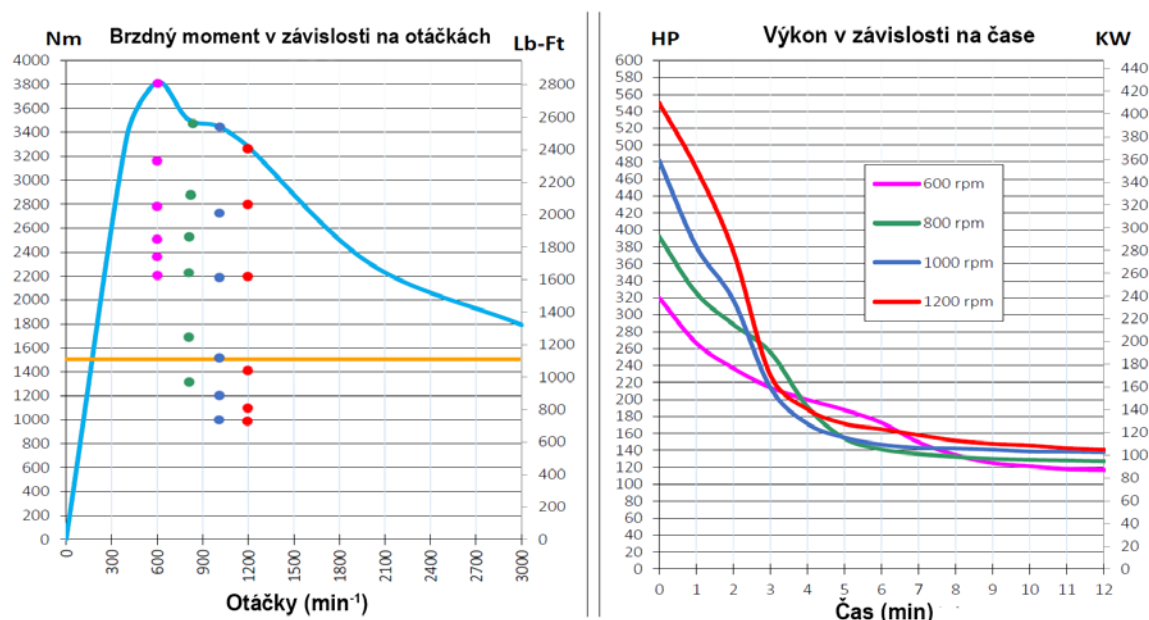


Obr. 38 Elektromagnetická vířivá brzda KLAM™ CFK-500

Neméně důležitou charakteristikou retardéru jsou výkonové křivky, znázorněné v grafech na Obr. 39. Pro přehlednost těchto grafů byly výkonové údaje přepočítány do momentových a vkresleny do momentové charakteristiky. Přepočet byl proveden jednoduchým vztahem:

$$P_R = M_R \cdot \omega_R = M_R \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_R}{60}, \quad (9)$$

kde P_r a M_r je brzdňý výkon, příp. moment; ω_r a n_r představují úhlovou rychlost, resp. otáčky retardéru.

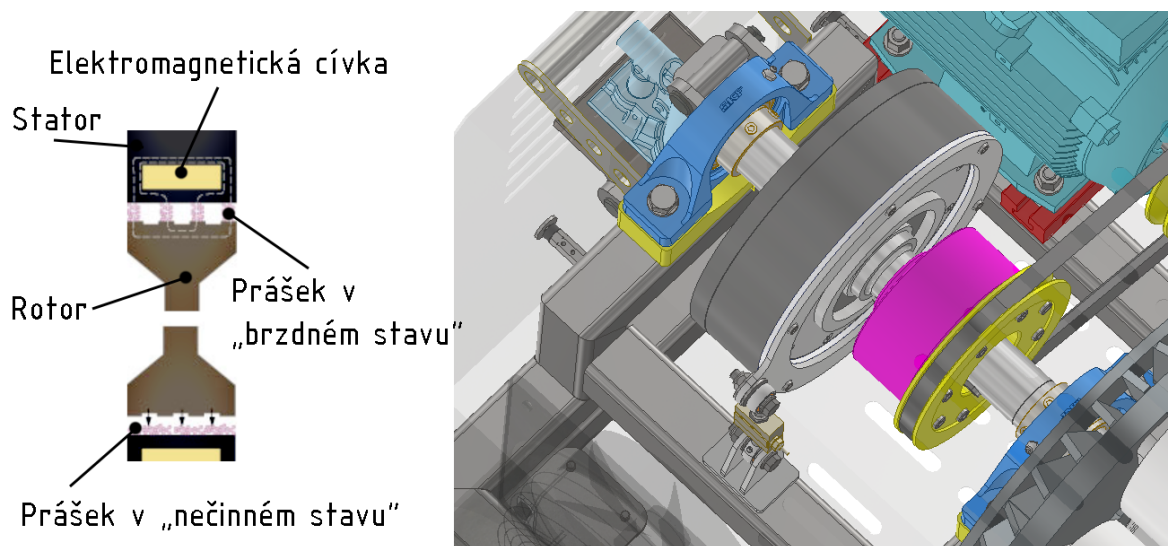


Obr. 39 Momentové a výkonové křivky vířivé brzdy KLAM CFK-500 [42]

Momentová charakteristika je průběhem velmi podobná jako u spalovacího motoru. Z grafu je patrné, že požadovaný maximální brzdny moment 1500 Nm je trvale udržitelný v rozmezí 600 až 1200 min⁻¹ po dobu 3 až 4 minut, což lze považovat za vyhovující a dostatečné podmínky pro plné brzdění jednoho výstupu samosvorného diferenciálu. Při oblasti otáček $n_r \rightarrow 0$ min⁻¹ však elektromagnetická vířivá brzda z principu negeneruje žádný, nebo jen minimální brzdny moment, který je vhodný např. pro testování reakcí samosvorných diferenciálů na rychlý prokluz kol v zimním období při rozjíždění vozu, při kterém neposíláme od motoru nijak velký točivý moment (i přes značné znásobení tohoto momentu skrz první rychlostní stupně), přičemž výstupní otáčky jsou nízké. Abychom vyhověli tomuto požadavku, je potřebné přidat do řetězce vhodnou brzdu.

ELEKTROMAGNETICKÁ PRÁŠKOVÁ BRZDA REELTON ELEFLEX™

Jako vhodná pomocná brzda pro nízké otáčky byla vybrána elektromagnetická prášková brzda typu Eleflex B.2500 od společnosti Reelton. Ta se skládá ze tří základních komponent: Cívky, statoru a rotoru. Mezi statorem a rotorem je přítomen speciální, vysoce oteruvzdorný prášek na bázi legovaných železných částic, který je při průchodu proudem cívkou vzniklým elektromagnetickým polem spjat do jednoho řetězce, čímž je umožněno generování brzdneho momentu. Síla magnetického pole, resp. výsledný brzdny moment, je téměř přímo úměrný protékajícímu proudu [43]. Zvolený model B.2500 disponuje maximálním brzdny momentem 250 Nm, reziduálním (stálým) brzdny momentem 3 Nm a pracovními (efektivními) otáčkami od 40 do 2000 min⁻¹, oproti vířivým brzdám je však schopna práce již od nulových otáček. Skrze zástavbové rozměry nebylo možné osadit brzdu pasivním chladičem, pro zabránění přehřívání je brzda ofukována přidavným 250 mm axiálním ventilátorem. Ten rovněž slouží k chlazení ostatních komponent, včetně přísunu čerstvého vzduchu pro elektromagnetickou vířivou brzdu. Schéma funkce a umístění brzdy lze vidět Obr. 40, bližší informace o brzdě jsou k dispozici v příloze P4.



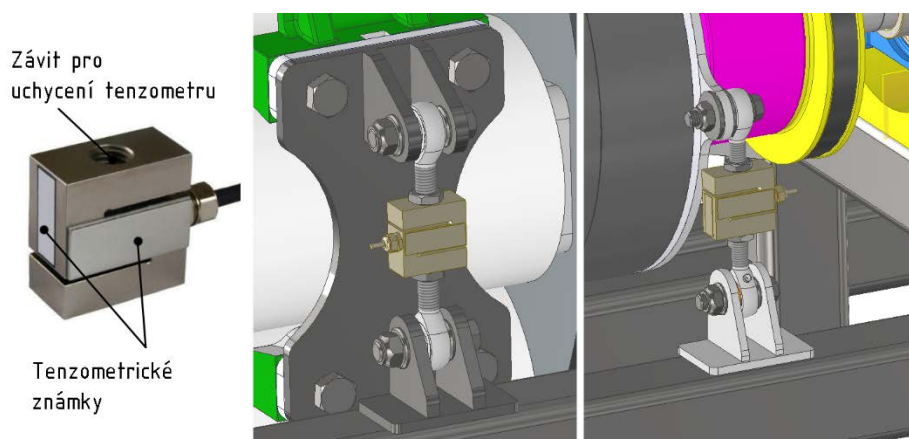
Obr. 40 Elektromagnetická prášková brzda [43]

5.3.3 SNÍMAČE TOČIVÉHO MOMENTU A OTÁČEK

TENZOMETRICKÉ SNÍMAČE SÍLY

Pro správné měření charakteristik zkoušeného samosvorného diferenciálu musíme znát brzdný moment na každém z jeho výstupů. Z tohoto důvodu je na obou výkyvně uložených brzdách namontován tenzometrický snímač síly, který zajišťuje zpětnou vazbu ohledně brzdného momentu vyvozovaném brzdami na daném výstupu. Byly vybrány tenzometrické snímače typu MCF-100 od české firmy Comforia s rozsahem 10 kN pro vířivou brzdu a 2 kN pro práškovou brzdu.

Tyto tenzometrické snímače obecně převádějí silové působení (tahové, tlakové) na elektrické signály. Tento převod mechanické veličiny na elektrickou se děje za přítomnosti tenzometrických známek nalepených na těle snímače, které díky změně délky mění svůj odpor. Tyto známky jsou poté zapojeny do tzv. Wheatstonova můstku, který je napájen referenčním vstupním napětím (10 V) a z kterého získáváme výstupní signál (desítky mV). Tento signál následně putuje přes filtry, zesilovač a A/D převodník ke zpracování do mikropočítače. Kalibrace se poté provádí pomocí zatížení tenzometru známou silou. Snímač lze vidět na Obr. 41, podrobnější informace jsou k dispozici v příloze P5.



Obr. 41 Tenzometrické snímače síly

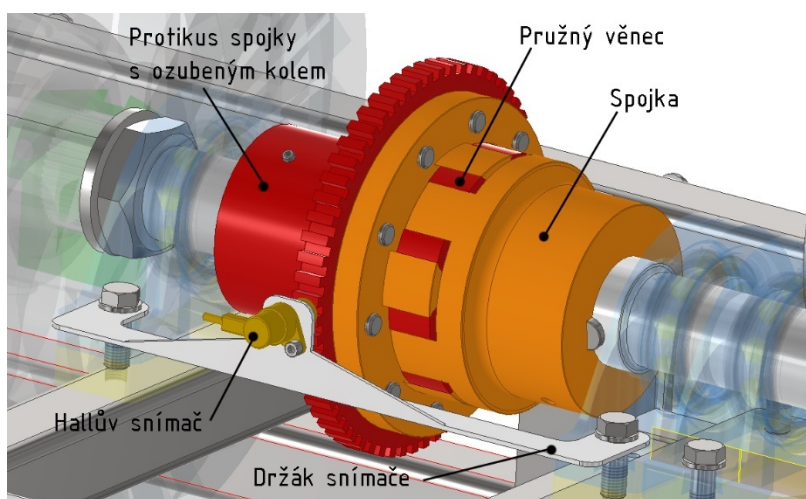
Protože je brzdný moment vektorovým součinem síly a ramena, je pro přesné měření bez úhlových korekcí žádoucí kolmé působení reakční síly vůči rameni, čemuž odpovídá konstrukce úchytů s možnou korekcí roztečné vzdálenosti mezi oky kloubových hlavice, které jsou k úchytům upevněny šroubovými spoji.

SNÍMAČ OTÁČEK

Neméně důležitým prvkem pro spolehlivou regulaci je snímání otáček. Vstupní otáčky spalovacího motoru můžeme poměrně jednoduše zjistit napojením diagnostického přístroje na CAN síť vozu, příp. měřením stroboskopickou lampou (u starších vozů), přičemž pro získání vstupních otáček diferenciálu je nutný přepočít skrze převodový poměr převodovky. Výstupní otáčky jednotlivých výstupů diferenciálu však nejsou takto jednoduše dostupné, spolehlivou a přesnou cestou je tedy osadit vstupní hřídel nábojového zařízení příslušným snímačem otáček. Volba padla na Hallův snímač typu 9.0082 značky Facet, který je původně určený pro měření polohy klikové hřídele na vybraných koncernových vozech, je však doporučován i pro externí použití [45].

Principem vzniku Hallova napětí je změna magnetického toku, který prochází skrze tenkou polovodičovou destičkou, kterou protéká proud. V tyčovém provedení snímače jsou nad permanentním magnetem umístěny dvě Hallovy destičky v určité závislosti, které měří diferenciální změnu magnetické indukce. Přiblížení a oddálení snímače od jednotlivých zubů kola způsobí změnu magnetického pole, což vyvolá změnu Hallova napětí. Samotné Hallovo napětí je však podobné jako u tenzometrického snímače v řádech desítek mV, je proto nutné jej vyfiltrovat a zesílit. Oproti klasickým impulsním snímačům je měření přesnější, neboť výstupem je obdélníkový signál, u kterého se mění pouze amplituda, nikoliv frekvence. Velkou výhodou tohoto typu snímače je také skutečnost, že dokáže přesně měřit i otáčky blížící se nule [45].

Při návrhu ozubeného kola je nutné dodržet minimální počet zubů vzhledem k průměru kola (obdobu modulu standardních ozubených kol), kdy pro zvolený snímač platí minimální šířka zubové mezery 6,5 mm. Menší rozměr není snímač schopen detekovat. Doporučuje se rovněž uložit snímač v držáku nemagnetického materiálu, jinak by mohlo dojít k nežádoucímu rozptýlení magnetického pole a snímač tak nemusí spolehlivě fungovat [44]. Ozubené kolo s nábojem pro pero je vyrobeno z oceli třídy 12 050, jeho axiálnímu posunutí brání stavěcí šrouby a bylo konstruováno jako protikus k pružné spojce SIT TRASCO. Měřicí sestavu je možno vidět na Obr. 42, doporučené tvary zubů a rozměry jsou uvedené v příloze P7.



Obr. 42 Soustava pro měření otáček

5.3.4 PRUŽNÁ SPOJKA SIT TRASCO® GRF CF

Pružná spojka zabezpečuje spojení hřídele retardéru s hřídelí vstupního náboje. S ohledem na možnou nesouosost obou hřídelí a možným vstupem parazitních rázů způsobených nerovnoměrným chodem je žádoucí, aby hřídele nebyly navzájem spojeny pevnou spojkou. Tento problém byl vyřešen použitím pružné spojky z řady TRASCO® od firmy SIT.

Spojky řady TRASCO® využívají pružných deformací polyuretanových ozubených věnců, díky kterým dokážou kompenzovat úhlové nevyrovnanosti při zachování kompaktních rozměrů. Tyto věnce jsou dostupné v různých stupních tvrdosti. Pro konstrukci našeho zařízení byla vybrána spojka typu GRF CF, což je provedení s kompaktní přírubou, ideální pro připojení ozubeného kola coby protikusu. Nároky na přenášený moment si vyžádaly použití červeného věnce, který je schopný přenést točivý moment v žádané rezervě. Případné další informace lze nalézt v příloze P6.

5.3.5 MĚŘENÍ ZTRÁTOVÉHO VÝKONU V HNACÍM ÚSTROJÍ

Protože k měření používáme celé hnací ústrojí vozidla, vstupní moment generovaný motorem musí překonávat různé třecí momenty, které nám ovlivňují výsledné měření. Pro zjištění těchto momentů se používají následující přístupy:

- Odhadnutí celkového třecího momentu na základě tabulkových hodnot,
- měření na základě momentů setrvačnosti a úhlového zrychlení,
- měření na základě překonávání třecích momentů externím agregátem.

První přístup je poněkud nepřesný, jelikož odhad třecích momentů, resp. účinnosti jednotlivých ústrojí v řetězci může být zcela odlišný od reality. U druhého přístupu měření je problematické určování momentu setrvačnosti. Třetí přístup byl vyhodnocen jako nejvhodnější. Nábojová jednotka je osazena malým elektromotorem, který je schopný přes řemenový převod pohánět vstup nábojové jednotky, a tedy i hnací ústrojí celého automobilu. Na základě ovládání vektorového pole motoru frekvenčním měničem lze motor velmi dobře regulovat a umožňuje nám přímou regulaci výstupního momentu. Na základě kalibrace a zkušebních běhů bychom pro dané nastavení frekvenčního měniče znali přesný výstupní moment z motoru. Přesnějšího měření se dosáhne postupným odpojováním jednotlivých hnacích částí na vozidle (u vozů klasické koncepce dobře realizovatelné). Tímto způsobem je možno získat třecí momenty pro téměř každou část hnacího ústrojí. Nevýhoda tohoto měření však spočívá v mírné nepřesnosti, jelikož je třecí moment závislý na zatížení ústrojí. Měření by bylo prováděno staticky, podobně jako měření výkonu vířivou brzdou.

Elektromotor dosahuje výkonu 11 kW a maximálních otáček 2950 min^{-1} . Vzhledem k potřebě vyvození co největšího třecího momentu byl zvolen řemenový převod $i_m = 1,125$. Ten byl realizován ze zástavbových důvodů pouze jedním úzkým klínovým řemenem řady XTB, jehož pevnostní výpočet je uveden v kapitole 6.1.4. Pro možnost správného napnutí řemenu je motor uchycen skrze upínací šrouby na dvou upínacích profilech s drážkami tvaru T, díky čemuž je zajištěna možnost jeho posuvu v axiálním směru. Aby neovlivňovalo tření v řemenové soustavě a elektromotoru měřený točivý moment od motoru, bylo nutné uložit hnanou řemenici na vhodnou volnoběžnou spojku. Byl vybrán typ GLG 50 od firmy TEA, který disponuje přenositelným momentem až 2400 Nm a maximálními otáčkami vnitřního kroužku až 5100 min^{-1} . Podrobnější údaje k této volnoběžce lze najít v příloze P8.

5.4 CHLAZENÍ DIFERENCIÁLU

Při testování samosvorných diferenciálů dochází vlivem snižování jeho účinnosti k větší disipaci energie, než je tomu např. u klasických otevřených diferenciálů. Na funkci diferenciálu má vliv také viskozita oleje, která s rostoucí teplotou zpravidla výrazně klesá. Tato konstrukce zařízení však neumožňuje skrze omezený přístup k diferenciálu zajištění adekvátního chlazení např. externí chladicí jednotkou, byl proto zvolen poněkud jednodušší způsob. Jednotka je osazena radiálním ventilátorem s přímým elektromotorovým pohonem, který disponuje průměrem 200 mm a dokáže dodat až $26\,000 \text{ m}^3$ vzduchu za hodinu. Skrze výstupní nátrubek kulatého tvaru je poté možné napojení flexibilní hadice, která bude směřovat svým výstupem k testovanému agregátu a tím jej alespoň částečně ochlazovat. Jako zpětná vazba ohledně teploty oleje může být použit např. odporový měřicí teploměr, který by byl našroubován skrze redukci na místo výpustného šroubu diferenciálu.

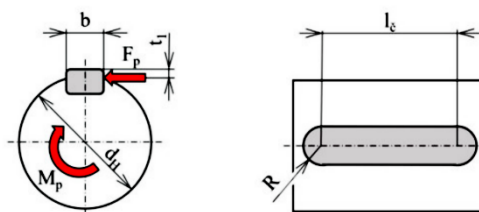
6 PEVNOSTNÍ ANALÝZY VYBRANÝCH KOMPONENT

Jelikož musí být zařízení schopno vyvodit brzdňý moment až 1500 Nm, je na místě provést pevnostní výpočty a termální analýzy u částí, které byly vyhodnoceny jako potenciálně rizikové.

6.1 SPOJENÍ HŘÍDELE RETARDÉRU A SPOJOVACÍ REDUKCE (SPOJ Č. 1)

KONTROLA SPOJE NA OTLAČENÍ DRÁŽKY NÁBOJE

Při použití standardní dodávané hřídele o průměru 50 mm byla kontrola spojení pomocí pera vyhodnocena jako nevyhovující. Na základě tohoto zjištění byl zvětšen průměr hřídele na 55 mm a prodloužena drážka pro pero, což vedlo ke snížení tlaku na drážku náboje. Obě součásti jsou vyrobeny z oceli třídy 12 (12 050), materiál pera je standardně vyroben z oceli třídy 11 (11 600). Veškeré výpočetní vztahy jsou brány z [48].



Obr. 43 Silové působení náboje a hřídele skrze těsné pero [29]

Pro získání vstupní síly je třeba převést vstupní točivý moment vztahem:

$$F_p = \frac{2 \cdot M_k}{d_H} = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 1000}{50} = 54\,545 \text{ N.} \quad (10)$$

Následující Tab. 4 ukazuje veškeré vstupní údaje potřebné pro výpočet:

Tab. 4 Vstupní výpočetní údaje spojení hřídele retardéru se spojovací redukcí

Vstupní údaje perového spoje č. 2: Pružná spojka – vstupní hřídel			
Točivý moment na vstupní hřídeli	M_k	1500	Nm
Průměr hřídele	d_H	55	mm
Obvodová síla na povrchu hřídele	F_p	54 545	N
Mez kluzu pro materiál pera	R_e	340	MPa
Šířka pera	b	16	mm
Výška pera	h	10	mm
Hloubka drážky v hřídeli	t	6,8	mm
Hloubka drážky v náboji	t_l	4,2	mm
Normalizovaná délka pera	l_n	140	mm
Skutečná funkční délka plochy pera	l_ξ	112	mm
Základní hodnota dovoleného tlaku na boku tvrzené drážky	p_0	200	MPa

Pro ocelový náboj a jednosměrné klidné napětí obdržíme modifikovanou hodnotu dovoleného napětí:

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ MPa}. \quad (11)$$

Aby nedošlo k otlacení drážky příruby perem, musí platit následující vztah:

$$p_D \geq \frac{F}{t_1 \cdot l_{\xi}}, \text{ po dosazení: } 160 \geq \frac{54545}{4,2 \cdot 112} = 117,48 \text{ MPa} \quad (12)$$

Bezpečnost je poté:

$$k_n = \frac{p_D}{p_s} = 1,36, \text{ kde } p_s \text{ značí skutečný (vypočtený) tlak ze vztahu (12)}. \quad (13)$$

Z hlediska kontroly spoje na otlacení drážky tedy součást vyhovuje.

KONTROLA HŘÍDELE NA KRUT

Pro komplexní kontrolu je potřeba provést výpočet na namáhání krutem v místech s očekávaným výskytem koncentrací napětí. Tímto místem je u této hřídele vybrání pro pero. Vztahy jsou brány z [49].

Nejprve je třeba určit modifikovaný průřez hřídele d_1 vztahem:

$$d_1 = d_H - t = 53,8 \text{ mm} \quad (14)$$

Výpočtová rovnice pro krut vypadá následovně:

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}}, \quad (14)$$

kde W_{k1} znamená průřezový modul v krutu. Ten se pro kruhový průřez vypočítá následujícím vztahem:

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 53,8^3}{16} = 30575,72 \text{ mm}^3. \quad (15)$$

Nominální napětí v krutu dle rovnice (14) má tedy hodnotu:

$$\tau_{k1} = \frac{1500 \cdot 1000}{30575,72} = 49,06 \text{ MPa} \quad (16)$$

Určení tvarového součinitele provází analýza grafů vrubových závislostí z [49], pro stanovení správné hodnoty je třeba určit následující poměry, ze kterých vyplyne součinitel α_k :

$$\frac{R}{d_H} = 0,01, \frac{t}{d_H} = 0,1033, \frac{b}{d_H} = 0,2667, \rightarrow \alpha_{k1} = 3,1. \quad (17)$$

Na hřídel také působí hmotnost poloviny spojky, která byla z 3D modelu stanovena na hodnotu 13 kg, což odpovídá síle F_{GI} přibližně 130 N. Tuto sílu zahrneme do výpočtu smykového napětí v inkriminovaném průřezu:

$$S_1 = \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 = 2273,3 \text{ mm}^2 \quad (18)$$

kde S_1 je plocha inkriminovaného průřezu. Smykové napětí τ_{s1} je poté:

$$\tau_{s1} = \frac{F_{G1}}{S_1} = \frac{130}{2273,3} = 0,0579 \text{ MPa} \quad (19)$$

Mez kluzu, kterou musí materiál splnit, je následující:

$$R_{e1} = \sqrt{3 \cdot ((\tau_k \cdot \alpha_k)^2 + \tau_{s1}^2)} = \sqrt{3 \cdot ((49,06 \cdot 3,1)^2 + 0,0579^2)} \quad (20)$$

$$R_{e1} = 263,41 \text{ MPa}$$

A bezpečnost je vzhledem ke zvolenému materiálu (ocel dle ČSN 12 050 s min. mezí kluzu $R_e = 340 \text{ MPa}$) následující:

$$k_1 = \frac{R_e}{R_{e1}} = 1,29 \quad (21)$$

Hřídel tedy vzhledem k namáhání na krut vyhovuje.

6.2 SPOJENÍ ČÁSTI PRUŽNÉ SPOJKY SE VSTUPNÍ HŘÍDELÍ (SPOJ Č. 2)

KONTROLA NA OTLAČENÍ DRÁŽKY NÁBOJE

Při výběru spojky jsme byli limitováni jejím materiálem, kterým je standardně šedá litina typu GG 20, a také krátkou pracovní délkou drážky pro pero. Aby bylo vyhověno bezpečnosti, musel být průměr hřídele zvětšen až na průměr 70 mm. Vzhledem ke stejným výpočetním vztahům (10) až (13) jsou výsledky výpočtů vloženy do Tab. 6.

Tab. 5 Vstupní údaje spojení části pružné spojky se vstupní hřídelí

Vstupní údaje perového spoje č. 2: Pružná spojka – vstupní hřídel			
Točivý moment na vstupní hřídeli	M_k	1500	Nm
Průměr hřídele	d_{H2}	70	mm
Obvodová síla na povrchu hřídele	F_p	42 857	N
Mez kluzu pro materiál pera (ČSN 11 600)	R_e	340	MPa
Šířka pera	b	20	mm
Výška pera	h	12	mm
Hloubka drážky v hřídeli	t	7,4	mm
Hloubka drážky v náboji	t_1	4,6	mm
Normalizovaná délka pera	l_n	110	mm
Skutečná funkční délka plochy pera (limit způsobený délkou nábojové díry)	$l_{\check{c}}$	85	mm
Základní hodnota dovoleného tlaku na boku tvrzené drážky	p_0	150	MPa

Tab. 6 Výstupní vypočtené hodnoty spojení části pružné spojky se vstupní hřídelí

Kontrola spoje č. 2 na otláčení drážky náboje			
Základní hodnota dovoleného tlaku na boku netvrzené drážky	p_0	150	MPa
Dovolený tlak na boku drážky pro jednosměrné otáčení s minimálními rázy	p_D	120	MPa
Skutečný tlak pera na drážku	p_s	109,61	MPa
Bezpečnost	k_{n2}	1,09	-

Z výše uvedených výsledků je zřejmé, že hřídel vyhovuje. Kontrola hřídele na krut není v této části hřídele nutná, jelikož zde nabývá největšího průměru.

6.3 SPOJENÍ VSTUPNÍ HŘÍDELE S NÁBOJEM PRO KOLO (SPOJ Č. 3)

KONTROLA NA OTLAČENÍ NÁBOJE

Abychom byli schopni navrhnout správnou délku perového spojení mezi vstupní hřídelí a nábojem pro kolo, bylo nutné opět provést kontrolní výpočet na otláčení pera v drážce náboje. Bylo také vhodné provést kontrolu na krut hřídele, jelikož drážka pro pero představuje oblast s nejmenším průřezem hřídele, což vede k výskytu nebezpečných koncentrací napětí. Výpočty byly provedeny dle vzorců (10) až (21), viz TAB.CC.

Tab. 7 Vstupní údaje spojení vstupní hřídele a náboje kola

Vstupní údaje perového spoje č. 3: Vstupní hřídel – náboj pro kolo			
Točivý moment na vstupní hřídeli	M_k	1500	Nm
Průměr hřídele	d_{H3}	60	mm
Obvodová síla na povrchu hřídele	F_p	50 000	N
Mez kluzu pro materiál pera (ČSN 11 600)	R_e	340	MPa
Šířka pera	b	18	mm
Výška pera	h	11	mm
Hloubka drážky v hřídeli	t	6,8	mm
Hloubka drážky v náboji	t_l	4	mm
Normalizovaná délka pera	l_n	140	mm
Skutečná funkční délka plochy pera (limit způsobený délkou nábojové díry)	$l_{\check{c}}$	122	mm
Základní hodnota dovoleného tlaku na boku netvrzené drážky	p_0	150	MPa
Délka kontrolované části hřídele	l_o	155	mm
Síla působící (přibližně) na konec hřídele od zatížení vozu	F_W	5000	N
Mez pevnosti v tahu (ČSN 12 060)	R_m	600	MPa

Tab. 8 Výstupní vypočtené hodnoty spojení vnitřní hřídele s nábojem kola

Kontrola spoje č. 3 na otláčení drážky náboje			
Základní hodnota dovoleného tlaku na boku netvrzené drážky	p_0	150	MPa
Dovolený tlak na boku drážky pro jednosměrné otáčení s většími rázy	p_D	105	MPa
Skutečný tlak pera na drážku	p_s	97,58	MPa
Bezpečnost	k_n	1,23	-
Kontrola hřídele na krut			
Průměr v inkriminovaném průřezu	d_3	53,2	mm
Průřezový modul v krutu	W_{k3}	105	MPa
Nominální napětí v krutu	τ_{k3}	97,58	MPa
Tvarový součinitel	r/d_{H3}	0,01	-
	t/d_{H3}	0,113	-
	b/d_{H3}	0,3	-
	α_{k3}	0,3	-
Radiální síla (max. svislé zatížení od kola vozu)	F_{G3}	5000	N
Inkriminovaný průřez	S_3	2222,8	mm ²
Smykové napětí	τ_{s3}	0,089	MPa
Výsledná mez kluzu	R_{e3}	254,85	MPa
Min. mez kluzu oceli třídy 12 (ČSN 12 060)	R_e	353	MPa
Bezpečnost	k_{n3}	1,35	-

Vzhledem k možnému zatížení hřídele silou kolmou k její ose (od hmotnosti vozu) je vhodné provést výpočet na ohyb hřídele. Ze vstupních hodnot uvedených v Tab. 7 vypočítáme ohybový moment dle známého vztahu:

$$M_o = F_W \cdot l_o = 5000 \cdot 155 = 775\,000 \text{ N} \cdot \text{m} . \quad (22)$$

Dále je třeba vypočítat modul průřezu dle vztahu:

$$W_o = \pi \cdot \left(\frac{d_3^3}{32} \right) = \pi \cdot \left(\frac{53,2^3}{32} \right) = 14\,782 \text{ mm}^3 . \quad (23)$$

Na základě hodnot obdržných z předchozích dvou výpočtů vypočteme ohybový moment:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{775\,000}{14\,782} = 52,43 \text{ MPa} \quad (24)$$

Následně vypočteme s přihlédnutím na krut redukovaný ohybový moment:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_{k3}^2)} = \sqrt{(52,43^2 + 3 \cdot 97,58^2)} = 102,33 \text{ MPa} \quad (25)$$

Porovnáním tohoto redukovaného ohybového momentu s dovoleným napětím v tahu získáme bezpečnost:

$$k_{red} = \frac{R_m}{\sigma_{red}} = \frac{600}{102,33} = 5,86 \quad (26)$$

Hřídel tedy z hlediska působení ohybové síly a krutu vyhovuje.

6.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA SVARŮ ÚCHYTU TENZOMETRU

Jako další rizikové místo byl vybrán horní úchyt tenzometru, u kterého jsou vůči základové desce kolmo navařena ouška, která skrze díry tvoří vidlicové uchycení šroubu držícího kloubek tenzometru, na který působí maximální brzdny moment od vířivé brzdy. Koutové sváry jsou díky nepřístupnosti vnitřních hran realizovány pouze zvenku, přičemž jejich namáhání je boční. Vstupní parametry pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 9 a vztahy jsou čerpány z [50].

Tab. 9 Vstupní údaje pro výpočet svarového spojení

Vstupní údaje svarového spoje			
Mez kluzu pro materiál (ČSN 11 523)	R_e	284	MPa
Převodní součinitel koutového svarového spoje	α_s	0,65	
Výpočtová délka svaru	L_s	49	mm
Rozměr svaru 1	a_s	1,4	mm
Rozměr svaru 2	z_s	2	mm
Přídavek na nedokonalost svaru	m_s	1,4	mm
Rameno retardéru	r_{ret}	335	mm
Zatěžovací (brzdny) moment	M_k	1500	Nm

Nejprve je nutné definovat zatěžovací sílu, jejíž velikost je dána maximálním brzdny momentem retardéru a jeho ramenem:

$$F_{ret} = \frac{M_k}{r_{ret}} = \frac{1500}{335} = 4,478 \text{ kN} . \quad (27)$$

Tímto výpočtem jsme si také ověřili dostatečné dimenzování tenzometru vzhledem k zatěžující síle (je použit rozsah do 10 kN). Síla pro jednu ouško je poté:

$$F_{ucho} = \frac{F_{ret}}{2} = \frac{1500}{335} = 4,478 \text{ kN} . \quad (28)$$

Dovolené napětí ve svaru vypočítáme s přihlédnutím na materiál a převodní součinitel:

$$\tau_{sdov} = \alpha_s \cdot \frac{R_e}{k_s} = 0,65 \cdot \frac{284}{2} = 92,3 \text{ MPa}, \quad (29)$$

kde k_s je volená bezpečnost svarového spojení.

Před výpočtem napětí ve svarovém spoji je nutné určit skutečnou délku svaru:

$$l_s = L - 2 \cdot m = 49 - 2 \cdot 1,4 = 46,2 \text{ mm} . \quad (30)$$

Modifikovaný vzorec pro výpočet napětí ve svarovém spoji, které platí pro obě ouška (symetrická konstrukce i sváry) vypadá následovně:

$$\tau_{su} = \frac{F_{ucho}}{a \cdot l_s} = 34.614 \text{ MPa} . \quad (31)$$

Napětí ve svarech tedy i přes zvýšenou bezpečnost svarového spojení nepředstavuje ohrožení funkčnosti. Stejná velikost napětí by vyšla i při kontrole spodního úchyty i přesto, že je svár namáhán kolmo na čelo sváru, jelikož jsou vztahy pro obě silová namáhání ekvivalentní [50].

6.5 ANALÝZA ŘEMENOVÉHO SPOJENÍ

Při návrhu zástavby elektromotoru coby elementu určeného ke zjišťování ztrátových třecích momentů byl potřeba vyřešit požadavek na spolehlivý přenos dostupného výkonu motoru. Tento výpočet byl proveden přes tzv. generátor převodů klínovými řemeny přímo v prostředí programu Autodesk Inventor 2020, kdy bylo postupným zkoušením různých šířek a profilů řemenů vybrán nejvhodnější typ, který splnil nároky přenosu výkonu použitého motoru, a to konkrétně klínový řezaný řemen z řady XPB. Tyto řezané řemeny dosahují oproti klasickým obalovaným řemenům vyšších přenášených výkonů, umožňují také zvýšení obvodové rychlosti a mají vyšší životnost. Vlastnosti a vypočtené pevnosti jsou uvedeny v Tab. 10.

Tab. 10 Vlastnosti klínového řezaného řemene XPB 1250

Vlastnosti klínového řezaného řemene XPB			
Název, norma	Úzký klínový řemen DIN 7753		
Velikost		XPB 1250	-
Počet řemenů	$z_{\check{r}}$	1	-
Úhel klínu	$\alpha_{\check{r}}$	40	°
Šířka	$b_{\check{r}}$	1	mm
Výška	$h_{\check{r}}$	13	mm
Výpočtová šířka	$b_{w\check{r}}$	14	mm
Výpočtová délka	$L_{d\check{r}}$	1250	mm
Vnější délka	$L_{e\check{r}}$	1272	mm
Vnitřní délka	$L_{i\check{r}}$	1190,32	mm
Součinitel délky	$c_{3\check{r}}$	0,82	-
Odsazení vnější čáry	$H_{w\check{r}}$	3,501	mm
Odsazení nosných vláken	$a_{\check{r}}$	0	mm
Minimální doporučený výpočtový průměr řemenice	$D_{wmin\check{r}}$	100	mm
Maximální frekvence ohybů	$f_{max\check{r}}$	120	Hz
Maximální rychlost řemenu	$v_{max\check{r}}$	50	m.s ⁻¹

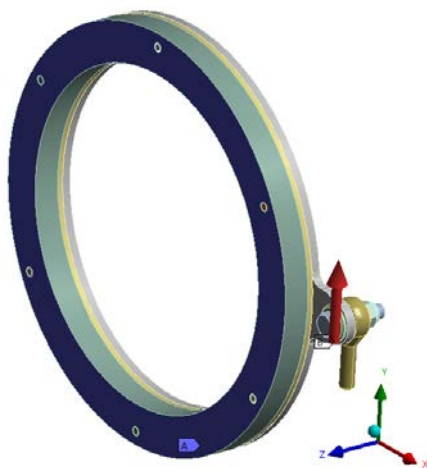
<i>Vlastnosti klínového řezaného řemene XPB</i>			
Výkon	P_{el}	11	kW
Krouticí moment	T_{el}	35,547	Nm
Otáčky	n_{el}	2955	mm
Součinitel účinnosti převodu	$\eta_{tř}$	0,98	-
Účinnost	$\eta_{ř}$	0,975	-
Skluz řemenu	$s_{ř}$	0,005	-
Součinitel úhlu opásání	$c_{1ř}$	0,992	-
Součinitel provozního zatížení	$c_{2ř}$	1,1	-
Výsledný provozní součinitel	c_{PR}	1,865	-
Součinitel délky	$c_{3ř}$	0,82	-
Součinitel počtu řemenů	$c_{4ř}$	1	-
Součinitel počtu řemenic	$c_{5ř}$	1	-
Součinitel předpětí	$k_{1ř}$	1,3	-
Rychlost řemenu	$v_{ř}$	27,85	m.s ⁻¹
Frekvence ohybů řemenu	$f_{ř}$	44,56	Hz
Potřebný počet řemenů	$z_{ř}$	0,59	-
Obvodová síla	$F_{př}$	394,97	N
Odstředivá síla	$F_{cř}$	148,92	N
Předpětí řemenu bez zatížení	$F_{tř}$	515,26	N
Maximální zatížení větve řemenu	$F_{tmaxř}$	712,75	N

6.6 MKP ANALÝZA DRŽÁKU TENZOMETRICKÉHO SNÍMAČE

Zatímco je u velké vířivé brzdy možnost použití masivnější konstrukce uložení kloubových ok tenzometrického snímače (v rozvidlení), u brzdy magnetopráškové je takového uchycení problematické a vedlo tak k uložení oka letným uchycením v držáku. Toto řešení sebou nese jisté nevýhody v podobě účinku zátěžné síly na kolmé rameno, což vede k možné deformaci. Bylo proto vhodné provést jednoduchou statickou strukturální analýzu, na základě které bychom prověřili napětí a celkovou deformaci uchycení.

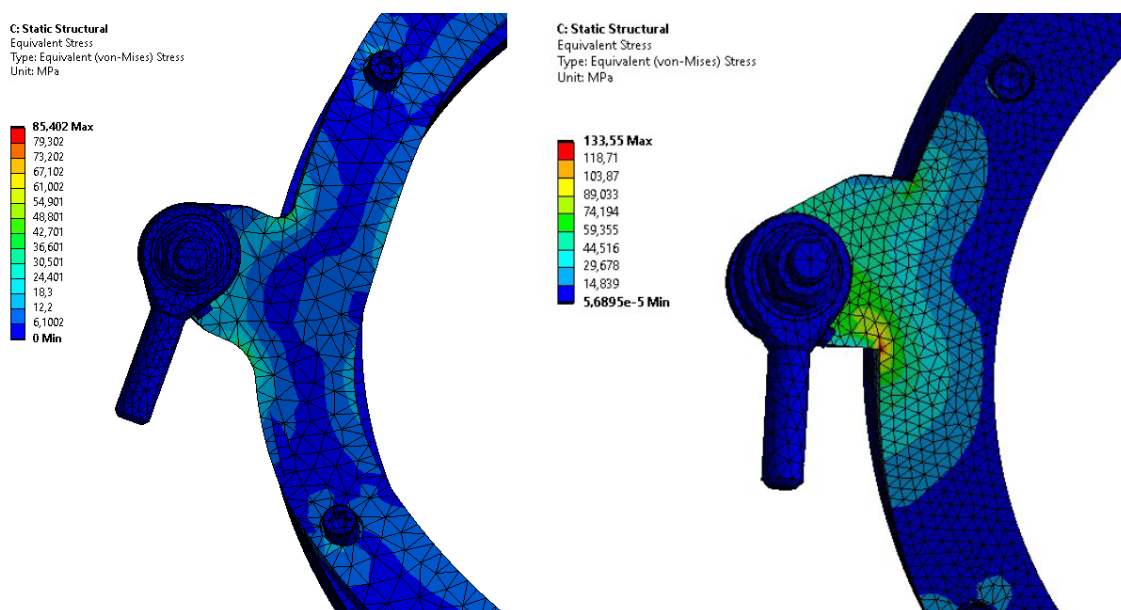
STATICKÁ STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA

Statická strukturální analýza byla provedena v prostředí softwaru Ansys Workbench 2019 R2. Po importu zjednodušeného modelu ve formátu .igs bylo nejprve nutné přiřadit materiály k jednotlivým geometriím. Kontakty mezi tělesy byly pro zjednodušení ponechané jako pevné („bonded“), přičemž byly aplikovány pouze na spojení příruby s tělem brzdy skrze šrouby s vnitřním šestihranem. Velikost prvků sítě byla nastavena na 3,5 mm s podmínkou zjemnění sítě v oblasti šroubů a hlavního oka, na které byla aplikována síla působící v ose jeho závitů o hodnotě 1570 N. Tato hodnota byla získána hrubým výpočtem dle vztahu (27) ze známého maximálního brzdového momentu brzdy (250 Nm) a osové vzdálenosti kloubu a středu brzdy (160 mm). Jako reakce zde byla zvolena pevná vazba zadní části výkroje brzdy. Zátěžnou sílu i vazby je možno vidět na Obr. 44.



Obr. 45 Zobrazení zátěžné síly a pevného kontaktu

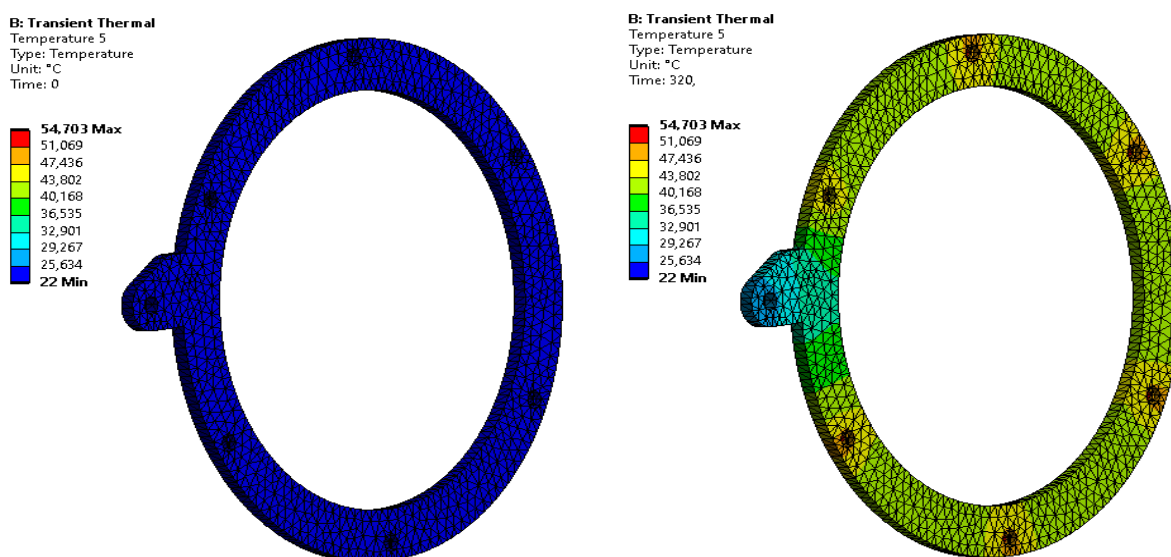
Jako výsledek simulace byly zadány požadavky na zjištění celkové deformace a ekvivalentního napětí. V prvním prototypu byly odhaleny koncentrátoři napětí v podobě ostrých hran, bylo proto vhodné model přepracovat. Maximální napětí u druhého prototypu klesnulo z 133 MPa na 85 MPa, maximální deformace byla poté zhruba 0,02 mm. I přes prvotní obavy se tedy podařilo navrhnout dostatečně pevné letmé uložení. Napěťové rozdíly lze vidět na Obr. 45.



Obr. 44 Napěťové rozdíly mezi prototypy

TERMÁLNÍ ANALÝZA

Tato analýza zde bude uvedena pouze okrajově, neboť zástavbou ventilátoru do prostoru před brzdou byly účinně eliminovány případné problémy s disipací energie a možnému tepelnému namáhání tenzometrického snímače. Termální analýza však byla provedena ještě před zástavbou tohoto ventilátoru. Analýza byla provedena ve stejném softwaru v modulu Transient Thermal, který slouží ke zjišťování tepelných reakcí v průběhu stanoveného času. Použitý testovací model byl stejného typu, materiálu, byly však přidány kontakty mezi držákem, izolační podložkou a samotným tělem brzdy. U těla brzdy byl nastaven lineární pokles a vzrůst teploty v rozmezí 22 – 80 °C s periodou 2 minut, přičemž celkový měřený čas byl 5 minut, podobně, jako kdyby byla brzda střídavě zatěžována a odpojována v reálném provozu. Jak lze vidět na Obr. 46, s použitím teflonové izolační podložky o tloušťce 5 mm dosáhneme jen minimálního vzrůstu teploty v oblasti uchycení brzdy, což nám zajistí větší přesnost měření tenzometrem, který není ovlivňován teplotou. Jak již ale bylo řečeno výše, tato izolace po instalaci axiálního ventilátoru prakticky pozbyla svého účelu.



Obr. 46 Termální analýza držáku: Nalevo čas $t = 0$ s, nalevo čas $t = 320$ s

ZÁVĚR

Tato diplomová práce slouží jako podpůrný materiál pro výrobu skutečného testovacího zařízení pro měření charakteristik samosvorných diferenciálů. Mým cílem bylo vytvořit poměrně jednoduchou, zato však velmi účinnou jednotku, která by dokázala měnitelným zatížením suplovat vnější zatížení vozidla, případně vystavovat diferenciál vysokým zatížením a nárokům. V konstrukci byl kladen důraz zejména na univerzálnost a jednoduchost celého zařízení, které by se dalo bez obtíží použít nejen k profesionálnímu měření charakteristik, ale i pro „hobby“ amatérské závodníky.

Této konstrukci předcházela poměrně rozsáhlý popis a seznámení s jednotlivými typy samosvorných diferenciálů, které nám lépe pomohou v pochopení důležitosti a smyslu zjišťování jejich přesného chování. Rešerše dostupných způsobů měřících zařízení poté ukázala vhodnost a použitelnost vybraných způsobů měření charakteristik, přičemž byl kladen důraz na poukázání principu funkce měřících zařízení, ze kterých poté vyplynuly výhody či nevýhody představených typů. Konstrukční část byla poté stvrzena základními pevnostními výpočty. Konstrukcí tedy bylo dosaženo kýžených možností vyvozování velkých a dobře regulovatelných zátěží pro jednotlivá hnací kola po akceptovatelně dlouhou dobu. Celé zařízení by se také dalo použít jako brzda pro měření (vnější) otáčkové charakteristiky motoru, což je v porovnání s ostatními zařízeními velký a jedinečný benefit.

Efektivní přenos hnacího výkonu na kola je a vždy bude diskutovaným tématem, jelikož neustálým zvyšováním výkonů motorů či ostřejšími jízdami v zatáčkách dříve nebo později narazíme na trakční limity jednoho z kol poháněné nápravy. Správně nastavený samosvorný diferenciál tak dokáže přerozdělovat hnací moment na obě kola hnací nápravy ve vhodném poměru. Právě tyto poměry a rozdíly hnacích momentů na jednotlivých kolech dokáže nábojová jednotka efektivně měřit, stejně tak jako proměnnost těchto poměrů v závislosti na různých otáčkách kol, vstupního momentu generovaného motorem vozu, teploty oleje nebo i celkovému opotřebení součástí generujících vnitřní tření v diferenciálu. Dokáže nám tedy poskytnout vstupní data pro event. další nastavování diferenciálu vzhledem k jeho předpokládanému účelu použití, což vede k žádané maximalizaci využití jeho potenciálu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:325c16d0-2f60-11e5-8851-005056827e51>
- [2] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. Automobily 2.: Převody. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-12-4.
- [3] Kuželíkové ložisko. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. © 2017, Poslední aktualizace 22. 11. 2017 [cit. 2020-12-10]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Ku%C5%BEel%C3%ADkov%C3%A9_lo%C5%BEisko#V%C3%BDhody_ku%C5%BEel%C3%ADkov%C3%BDch_lo%C5%BEisek
- [4] Rozvodovky a diferenciály. *ELUC: Strojírenství* [online]. [cit. 2020-12-10]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1479>
- [5] GRUND, Antonín. Oprava zadní nápravy automobilů, rozvodovka [online]. Vsetín: Střední odborná škola Josefa Sousedíka, 2009 [cit. 2020-12-05]. Dostupné z: <http://int.spsoa-ub.cz/projekty/ov3000/AUTO/AUTOMECHANIK/OK%20Automechanik%20VS/AMII-5.3%20Rozvodovka.doc>
- [6] MASTINE-FROST, Justin. Off-Road Tech: Differentials Explained. *OFF-ROAD.COM: LINKING THE OFF-ROAD NATION* [online]. 14. 05. 2015 [cit. 2020-12-15]. Dostupné z: <https://www.off-road.com/trucks-4x4/tech/offroad-tech-differentials-explained-54214.html?printable>
- [7] 2.R A 3.R AUTOMOBILY - opakování rozvodovka a diferenciál. *Střední škola a Základní škola, Oselce* [online]. © Střední škola a Základní škola, Oselce [cit. 2020-12-15]. Dostupné z: <https://www.stredniskolaoselce.cz/data/download/file/okal/2.R%20a%203.R%20AUTOMOBILY%20-%20opakov%C3%A1n%C3%AD%20rozvodovka%20a%20diferenci%C3%A1l.pdf>
- [8] BODLÁK, Miroslav. Samosvorné diferenciály. In: *Slideplayer* [online]. Hradec Králové: SOŠ a SOU, Vocolova 1338, 2012 [cit. 2020-12-15]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/12706941/>
- [9] GARRETT, T.K. The Motor Vehicle. 13 th edition. [s.l.]: SAE international, 2001. 1191 s
- [10] Automatická 100% uzávěrka. *Nasetraktory: pro všechny fandy traktorů* [online]. Poslední změna 13. 01. 2010 [cit. 2021-01-18]. Dostupné z: <http://www.nasetraktory.eu/forum/viewtopic.php?f=78&t=14545&start=15>
- [11] How It Works. Locking Differential. *TORQ-MASTERS INDUSTRIES* [online]. © 2021 Aussie Locker By Torq Masters [cit. 2021-01-20]. Dostupné z: https://www.torqmasters.com/how_it_works

- [12] Traction & Stability Management. *AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL* [online]. © 1997-2016 by Mark Wan [cit. 2021-01-20]. Dostupné z: https://www.autozine.org/technical_school/traction/Traction_1.html
- [13] Torsen type B Torsen: How it works. *Torsen* [online]. Rochester (NY): Two Jet View Drive, 2017 [cit. 2021-01-20]. Dostupné z: <https://torsen.com/how-it-works/>
- [14] Torsen type B ACHTENOVÁ, G., TŮMA V. Vozidla s pohonem všech kol. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [15] Torsen type C WAN, Mark. 4-Wheel Drive. *AutoZine* [online]. China: AutoZine, 2016 [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: https://www.autozine.org/technical_school/traction/4WD_1.html
- [16] DUSIL, Tomáš. Technika: Samosvorné diferenciály - Stejný účel, různý princip. *AUTO.CZ* [online]. Poslední aktualizace: 09. 02. 2016 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/technika-samosvorne-diferencialy-stejny-ucel-ruzny-princip-92755>
- [17] BODLÁK, Miroslav. Samosvorné diferenciály s lamelovou spojkou. In: *Slideplayer* [online]. Hradec Králové: SOŠ a SOU, Vocolova 1338, 2012 [cit. 2020-04-01]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/13110114/>
- [18] Automotive Engineering I. Spin-Resistant Differential Lock. *EUROmotor: Virtual College* [online]. [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.euromotor.org/mod/resource/view.php?id=21195>
- [19] DUSIL, Tomáš. Technika: VAQ - Haldex mezi předními koly. *AUTO.CZ* [online]. Poslední aktualizace 10. 11. 2014 [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/technika-vaq-haldex-mezi-prednimi-koly-83999>
- [20] WILLIAMS, Evan. VW's VAQ Differential, How Does it Work. *vwvortex* [online]. Poslední aktualizace 14. 02. 2019 [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.vwvortex.com/threads/vws-vaq-differential-how-does-it-work.9453416/>
- [21] ŠMÍD, Jakub. *Převodovka osobního automobilu se samosvorným diferenciálem* [online]. Liberec, 2016 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/77514/F2-BP-2018-Soukup-Jan-Diferencialy-s-funkci-torque-vectoring.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. Diplomová práce. Technická univerzita Liberec. Vedoucí práce Robert Voženílek.
- [22] SOUKUP, Jan. *Diferenciály s funkcí Torque Vectoring* [online]. Praha, 2018 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/77514/F2-BP-2018-Soukup-Jan-Diferencialy-s-funkci-torque-vectoring.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.
- [23] FOKT, Michal. GKN Twinstar: Nový pohon všech kol pro Focus RS III. *AUTO.CZ* [online]. Poslední aktualizace 18. 09. 2015 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/gkn-twinstar-novy-pohon-vsech-kol-pro-focus-rs-iii-89189>

- [24] Torque split 4-Wheel Drive. 4WD with Electronic (Active) torque split. *AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL* [online]. © 1997-2016 by Mark Wan [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: https://www.autozine.org/technical_school/traction/4WD_3.html
- [25] CARR. Acura SH-AWD: A comprehensive Analysis. *youwheell: The Future of Car Buying* [online]. Poslední aktualizace 07. 05. 2017 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <http://youwheel.com/home/2017/05/07/acura-sh-awd-a-comprehensive-analysis/>
- [26] AYC - Active Yaw Control. *lancerevoclub.com* [online]. [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <http://www.lancerevoclub.com/evoclub-ayc-e.htm>
- [27] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy. Brno: F. Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [28] ŠMÍD, Tomáš. *Návrh a výpočet zkušebního stavu pro měření vibrace a hluku automobilových převodovek* [online]. Liberec, 2009 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: https://dSPACE.tul.cz/bitstream/handle/15240/148545/V_01809_S.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Diplomová práce. Technická univerzita Liberec. Vedoucí práce Elias Tomeh.
- [29] OTIPKA, Václav. *Konstrukční návrh zkušebního stavu s uzavřenou smyčkou toku momentu pro experimentální ověření parametrů převodových ústrojí* [online]. Brno, 2017 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=174663. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [30] Water brake. In *Wikipedia: The Free Encyclopedia* [online]. © 2020, Poslední aktualizace 10. 05. 2020 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Water_brake
- [31] MATAJZST, Petr. *Zařízení a pracoviště pro měření výkonu* [online]. Brno, 2011 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=39639. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Martin Beran.
- [32] Scientico Rope Brake and Dynamometer. *Indiamart* [online]. India, 2021 [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/rope-brake-and-dynamometer-6727535691.html>
- [33] SP3 - Friction Brakes Based Roller Dyno. *SportDevices* [online]. [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: http://www.sportdevices.co.uk/dyno/sp3_friction.htm
- [34] Dynamometr pro testování diferenciálů: Zadávací dokumentace. *Vhodne-uverejneni.cz* [online]. Roztoky u Prahy: EATON [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://www.vhodne-uverejneni.cz/index.php?m=xenorders&h=orderdocument&a=download&document=1454610&token=>

- [35] Eddy current brake. In *Wikipedia: The Free Encyclopedia* [online]. © 2021, Poslední aktualizace 01. 03. 2021 [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Eddy_current_brake
- [36] NOVÁK, Jaroslav. Dynamometr na vířivé proudy a jeho regulace. *ELEKTRO: časopis pro elektrotechnik* [online]. © 2021 Telma S.A. [cit. 2021-04-17]. Dostupné z <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/dynamometr-na-virive-proudy-a-jeho-regulace--14869>
- [37] Vířivý proud. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. © 2017, Poslední aktualizace 05. 10. 2017 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%ADv%C5%99iv%C3%BD_proud
- [38] OPERATING PRINCIPLE. *Telma: Emission-Free Braking* [online]. © 2014 - 2021 - FFC Public s.r.o. [cit. 2021-04-20]. Dostupné z <https://www.telma.com/produits/fonctionnement>
- [39] Asynchronní motor. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. © 2021, Poslední aktualizace 15. 05. 2021 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Asynchronn%C3%AD_motor
- [40] ČSN 30 2008. Motory automobilové zkoušky na brzdovém stanovišti. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980
- [41] Gearbox 3MO DS3. *Morgendagenshelte.dk* [online]. Francie: Citroen, 2011 [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: http://saxo.morgendagenshelte.dk/new/images/DS3%20R3T/Notice_BV_3MO_DS3-R3_ENG_V1c.pdf
- [42] Fernando Baztan. *KLAM Retarders/New request for KLAM BUDGET* [elektronická pošta]. Message to: danekod@seznam.cz. 22.4.2021 9:43 [cit. 2021-04-24]
- [43] Magnetopráškové brzdy ELEFLEX. Reelton winfing (online) 2021. [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: <https://www.reelton.com/produkty/brzdy-a-spojky/MPB>
- [44] Princip činnosti snímačů. *Tenzometrické snímače* (online). [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: https://www.tenzometricke-snimace.cz/Princip-cinnosti-snimacu-c11_0_1.htm
- [45] VLČEK, Jiří. Snímače v motorových vozidlech (online). 16 s., dostupné z: https://www.tzb-info.cz/docu/texty/0001/000102_cidla_snimace.pdf
- [46] Hub dynamometer wiring and setup. *Perek: Dyno controllers and accessories* [online]. Polsko, 2021 [cit. 2021-05-10]. Dostupné z: <https://perek.it/help/hub-dynamometer-wiring-and-setup/>
- [47] DYNomite™ Axle-Hub Dynamometer Systems. AZMA [online]. Selangor: Azma Global Tech, 2002 [cit. 2021-05-10]. Dostupné z: http://www.azma.com.my/AZMA_P1.html
- [48] E. SHIGLEY, Joseph a Charles R. MISKCHE. Konstruování strojních součástí. Brno: Akademické nakladatelství, VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [49] JANÍČEK, Přemysl. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-x.
- [50] Spoje a spojovací součásti. *Sokolská.cz* [online]. Brno: SPŠ Brno, 2012 [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-16.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

3D	Trojdimenzionální
4WD	Four Wheel Drive
A/D	Analogový/digitální
ABS	Anti-block Brake System
ASD	Automatic Sperre Differential
ATB	Automatic Torque Biasing
AWD	All Wheel Drive
AYC	Active Yaw Control
ESP	Electronic Stability Program
LSD	Limitel Slip Differential
MKP	Metoda Konečných Prvků
S-AYC	Super – Active Yaw Control
TorSen	Torque Sense
TBR	Torque Bias Ratio
VAQ	VorderAchsQuersperre
VW	Volkswagen
XDS	X Differential Sperre

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

μ_l	[-]	Součinitel adheze levého kola
μ_p	[-]	Součinitel adheze pravého kola
$a_{\check{r}}$	[mm]	Odsazení nosných vláken
a_s	[mm]	Rozměr svaru
b	[mm]	Šířka pera
$b_{\check{r}}$	[mm]	Šířka
$b_{w\check{r}}$	[mm]	Výpočtová šířka
C	[kN]	Dynamická únosnost ložiska
C_0	[kN]	Statická únosnost ložiska
$c_{1\check{r}}$	[-]	Součinitel úhlu opásání
$c_{2\check{r}}$	[-]	Součinitel provozního zatížení
$c_{3\check{r}}$	[-]	Součinitel délky
$c_{3\check{r}}$	[-]	Součinitel délky
$c_{4\check{r}}$	[-]	Součinitel počtu řemenů
$c_{5\check{r}}$	[-]	Součinitel počtu řemenic
c_{PR}	[-]	Výsledný provozní součinitel
d_3	[mm]	Průměr v inkriminovaném průřezu
d_H	[mm]	Průměr hřídele
$D_{wmin\check{r}}$	[mm]	Minimální doporučený výpočtový průměr řemenice
F	[N]	Výsledná hnací síla
$F_{c\check{r}}$	[N]	Odstředivá síla
F_G	[N]	Radiální síla (max. svislé zatížení od kola vozu)
F_l	[N]	Hnací síla na levém kole
$f_{max\check{r}}$	[Hz]	Maximální frekvence ohybů
F_N	[N]	Normálová síla
F_p	[N]	Obvodová síla na povrchu hřídele
$F_{p\check{r}}$	[N]	Obvodová síla
F_r	[N]	Hnací síla na pravém kole
$f_{\check{r}}$	[Hz]	Frekvence ohybů řemenu
$F_{tmax\check{r}}$	[N]	Maximální zatížení větve řemenu
$F_{t\check{r}}$	[N]	Předpětí řemenu bez zatížení
F_W	[N]	Zatěžovací síla (radiální) od kola vozu

F_{zfr}	[N]	Zatížení přední nápravy
F_{zre}	[N]	Zatížení zadní nápravy
F_{zstfr}	[N]	Statické zatížení přední nápravy
F_{zstre}	[N]	Statické zatížení zadní nápravy
F_{zx}	[N]	Síly vzniklé podélným zrychlením
F_{zy}	[N]	Síly vzniklé příčným zrychlením
F_{zyfr}	[N]	Síly vzniklé příčným zrychlením u přední nápravy
F_{zyre}	[N]	Síly vzniklé příčným zrychlením u zadní nápravy
h	[mm]	Výška pera
$h_{\dot{r}}$	[mm]	Výška řemen
$H_{w\dot{r}}$	[mm]	Odsazení vnější čáry
i_c	[-]	Celkový převodový poměr
i_m	[-]	Řemenový převod
$k_{l\dot{r}}$	[-]	Součinitel předpětí
k_n	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_n	[-]	Bezpečnost
$l_{\dot{c}}$	[mm]	Skutečná funkční délka plochy pera
$L_{d\dot{r}}$	[mm]	Výpočtová délka
$L_{e\dot{r}}$	[mm]	Vnější délka
$L_{i\dot{r}}$	[mm]	Vnitřní délka
l_n	[mm]	Normalizovaná délka pera
L_s	[mm]	Výpočtová délka svaru
M_k	[N.m]	Zatěžovací (brzdový) moment
M_l	[N.m]	Točivý moment na levém centrálním kole
M_{lmax}	[N.m]	Maximální přenositelný hnací moment levého kola
M_p	[N.m]	Točivý moment na pravém hřídeli
M_{pmax}	[N.m]	Maximální přenositelný hnací moment pravého kola
m_s	[mm]	Přídavek na nedokonalost svaru
M_t	[N.m]	Hnací moment (na talířovém kole)
M_{tmax}	[N.m]	Maximální celkový přenositelný moment
n_{el}	[min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
p_0	[MPa]	Základní hodnota dovoleného tlaku na boku tvrzené drážky
p_D	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážky

P_{el}	[W]	Výkon elektromotoru
p_s	[MPa]	Skutečný tlak na bocích drážky
r_d	[m]	Poloměr kola
R_e	[MPa]	Mez kluzu pro materiál
R_m	[MPa]	Mez kluzu materiálu
r_{pl}	[m]	Roztečný poloměr planetového kola
r_{ret}	[mm]	Délka ramene retardéru
r_s	[m]	Roztečný poloměr satelitů
S	[mm ²]	Inkriminovaný průřez
$s_{\tilde{r}}$	[-]	Skluz řemenu
t	[mm]	Hloubka drážky v hřídeli
t_l	[mm]	Hloubka drážky v náboji
T_{el}	[N.m]	Točivý moment elektromotoru
$v_{max\tilde{r}}$	[m.s ⁻¹]	Maximální rychlost řemenu
$v_{\tilde{r}}$	[m.s ⁻¹]	Rychlost řemenu
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
$z_{\tilde{r}}$	[-]	Potřebný počet řemenů
$z_{\tilde{r}}$	[-]	Počet řemenů
z_s	[mm]	Rozměr svaru 2
α_k	[-]	Tvarový součinitel drážky pro pero (výsledný)
$\alpha_{\tilde{r}}$	[°]	Úhel klínu
α_s	[-]	Převodní součinitel koutového svarového spoje
$\eta_{\tilde{r}}$	[-]	Účinnost
η_{tr}	[-]	Součinitel účinnosti převodu
τ_{k3}	[MPa]	Nominální napětí v krutu
τ_s	[MPa]	Smykové napětí

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA P1: Semestrální práce do předmětu QRU na téma: Převodová ústrojí motorového vozidla Lancia Delta HF 4WD (Intergrale) (PDF soubor)

PŘÍLOHA P2: Výkresová dokumentace vybraných dílů (PDF soubor)

PŘÍLOHA P3: Datasheet KLAM CFK – 500 (PDF soubor)

PŘÍLOHA P4: Datasheet Reelton ELEFLEX B.2500 (PDF soubor)

PŘÍLOHA P5: Datasheet Tenzometrický snímač MCF – 100 (PDF soubor)

PŘÍLOHA P6: Datasheet SIT Trasco spojky (PDF soubor)

PŘÍLOHA P7: Datasheet Snímač Facet 9.0082 (PDF soubor)

PŘÍLOHA P8: Datasheet TEA GLG volnoběžná spojka (PDF soubor)

PŘÍLOHA P9: CAD model kompletní sestavy (3D PDF soubor)